



**Escola Tècnica Superior d'Enginyeries  
Industrial i Aeronàutica de Terrassa**

UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE CATALUNYA

Titulació:

**Grau en Enginyeria de Tecnologies Industrials**

Alumne:

**Germán Salmerón Palacios**

Títol TFG:

**Estudio y modelización de un diferencial electrónico**

Director del TFG:

**David González Díez**

Convocatòria de lliurament del TFG:

**Juny 2016**

Contingut d'aquest volum: **MEMORIA**



Escola Tècnica Superior d'Enginyeries  
Industrial i Aeronàutica de Terrassa

UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE CATALUNYA

# Estudio y modelización de un diferencial electrónico

---

Escola Tècnica Superior d'Enginyeria Industrial i Aeronàutica de  
Terrassa

Grau en Enginyeria de Technologies Industrials

Autor: **Germán Salmerón Palacios**

Director del TFG: **David González Díez**

Juny 2016

## Resumen

El presente trabajo consiste en un estudio centrado en el funcionamiento y sintonización del control de los sistemas diferenciales electrónicos. Así, el estudio se ha basado en la creación de un modelo de simulación de un vehículo eléctrico que cuenta con dicho sistema. Para ello, se ha estudiado y creado un medio virtual que aproxima el comportamiento del entorno en el que se mueve el vehículo y los fenómenos físicos que actúan sobre el comportamiento del diferencial. El modelo ha sido creado mediante el software de Matlab-Simulink.



# Índice de la memoria:

Capítulo 1.	Introducción .....	11
1.1	Objeto .....	11
1.2	Alcance .....	11
1.3	Requerimientos del proyecto .....	11
1.3.1	Requerimientos técnicos .....	11
1.3.2	Requerimientos económicos .....	12
1.4	Justificación .....	12
Capítulo 2.	El diferencial .....	14
2.1	Introducción .....	14
2.2	Antecedentes y estado del arte .....	14
2.3	Teoría del diferencial electrónico .....	15
2.3.1	Fundamento teórico del diferencial electrónico .....	15
2.3.2	Sistema de control del diferencial .....	19
2.4	Sistema de control de la intensidad de corriente .....	20
Capítulo 3.	Teoría del entorno simulado .....	23
3.1	Introducción .....	23
3.2	Consideraciones realizadas .....	23
3.3	Dinámica del vehículo y efectos sobre las fuerzas normales .....	24
3.3.1	Fuerza aerodinámica .....	24
3.3.2	Variación de las fuerzas normales en cada rueda .....	24
3.4	Fuerzas de contacto entre rueda y suelo .....	27
3.4.1	Resistencia a la rodadura libre .....	28
3.4.2	Deslizamiento y coeficiente de fricción .....	29
3.4.3	Tracción del vehículo .....	31
3.4.4	Inercias en las ruedas .....	35
3.5	Condiciones a aplicar en el modelo de simulación .....	37
Capítulo 4.	Motores eléctricos implementados y su alimentación .....	39
4.1	Características básicas de los motores eléctricos en automoción .....	39
4.2	Fundamento teórico del funcionamiento de los IPMSM .....	41

4.3	Alimentación de los motores .....	42
Capítulo 5.	Caracterización del modelo creado en Matlab-Simulink .....	45
5.1	Introducción al software de Matlab-Simulink.....	45
5.2	Descripción de los elementos del modelo de simulación .....	45
5.2.1	Conductor.....	45
5.2.2	Diferencial electrónico .....	46
5.2.3	Baterías, convertidores de corriente y motor.....	48
5.2.4	Contacto de las ruedas traseras con el suelo .....	49
5.2.5	Dinámica del conjunto del vehículo .....	53
5.3	Determinación de las especificaciones básicas del vehículo .....	57
Capítulo 6.	Control y ajuste del modelo del diferencial .....	61
6.1	Introducción .....	61
6.2	Teoría de control PID y ajuste .....	61
6.2.1	Efecto de las acciones PID .....	61
6.2.2	Método de sintonización.....	62
6.3	Sintonización del modelo .....	63
6.4	Sistema sin deslizamiento .....	64
6.4.1	Valores obtenidos .....	64
6.4.2	Comprobación de la sintonización .....	64
6.5	Sistema con deslizamiento.....	71
6.5.1	Valores obtenidos de la sintonización.....	71
6.5.2	Comprobación de la sintonización .....	72
6.5.3	Conclusiones respecto al funcionamiento del diferencial .....	83
Capítulo 7.	Resumen del presupuesto.....	84
Capítulo 8.	Impacto medioambiental del proyecto y seguridad .....	85
Capítulo 9.	Líneas futuras de trabajo.....	86
Capítulo 10.	Conclusiones.....	87
Capítulo 11.	Referencias bibliográficas.....	88

# Índice de ilustraciones:

Ilustración 1. Esquema del vehículo siguiendo la trayectoria de una curva .....	16
Ilustración 2. Diagrama del cálculo realizado por el diferencial electrónico .....	19
Ilustración 3. Diagrama de bloques del control de la velocidad angular de uno de los motores	19
Ilustración 4. Esquema del control de velocidades angulares del diferencial electrónico .....	20
Ilustración 5. Sistema diferencial con control de intensidad de corriente .....	21
Ilustración 6. Diagrama de fuerzas aplicadas sobre el vehículo del estudio.....	25
Ilustración 7. Parámetros dimensionales relevantes del vehículo.....	26
Ilustración 8. Coeficientes para calcular la rodadura libre en función de la presión del neumático .....	28
Ilustración 9. Coeficiente de fricción en función del deslizamiento .....	30
Ilustración 10. Coeficiente de fricción en función del deslizamiento para suelo seco y mojado	31
Ilustración 11. Coeficiente de fricción en función del deslizamiento para suelo nevado y helado .....	31
Ilustración 12. Fuerzas y pares aplicados sobre la rueda cuando se tracciona.....	33
Ilustración 13. Fuerzas y pares aplicados sobre la rueda en estado de frenada .....	34
Ilustración 14. Esquema de las velocidades empleadas en el caso de rodadura libre .....	35
Ilustración 15. Diagrama esquemático de los elementos rotativos.....	36
Ilustración 17. Sistemas de control y alimentación junto al motor eléctrico .....	43
Ilustración 18. Bloques del conductor: control de la velocidad y la dirección.....	46
Ilustración 19. Diferencial electrónico completo .....	47
Ilustración 20. Detalle de los lazos de control de velocidad angular del diferencial .....	47
Ilustración 21. Detalle del lazo de control de la corriente .....	48
Ilustración 22. Baterías y convertidor DC/DC.....	48
Ilustración 23. Inversor junto al motor y los engranajes .....	49
Ilustración 24. Esquema del cálculo del deslizamiento.....	50
Ilustración 25. Bloques para el cálculo del coeficiente de fricción de una rueda.....	50
Ilustración 26. Esquema del sistema de selección de la acción de la rueda .....	51
Ilustración 27. Bloques para el cálculo de las fuerzas.....	52
Ilustración 28. Esquema del cálculo de velocidades angulares de una rueda .....	53
Ilustración 29. Bloques para el cálculo de las fuerzas normales sobre las ruedas.....	54
Ilustración 30. Diagrama del cálculo de fuerzas resistivas.....	55
Ilustración 31. Cálculo de la aceleración y la velocidad del vehículo.....	55
Ilustración 32. Funcionamiento del bloque desactivador.....	56
Ilustración 33. Cálculo de las velocidades lineales de cada rueda trasera.....	57
Ilustración 34. Velocidad lineal de referencia a 60km/h y reales .....	65
Ilustración 35. Respuesta de la velocidad angular de cada rueda con $v_{ref}=60\text{km/h}$ .....	66
Ilustración 36. Respuesta de la intensidad con $v_{ref}=60\text{km/h}$ .....	66
Ilustración 37. Respuesta de la velocidad angular de cada rueda con $v_{ref}=120\text{km/h}$ .....	67
Ilustración 38. Respuesta de la intensidad con $v_{ref}=120\text{km/h}$ .....	67

Ilustración 39. Respuesta de la velocidad angular de cada rueda con $v_{ref}=60\text{km/h}$ con pares resistentes variables.....	68
Ilustración 40. Respuesta de la intensidad con $v_{ref}=60\text{km/h}$ y pares resistentes variables .....	68
Ilustración 41. Pares aplicados sobre cada motor y rueda .....	69
Ilustración 42. Fuerzas actuantes sobre el vehículo con pares resistivos variables .....	69
Ilustración 43. Respuesta de la velocidad angular de cada rueda con $v_{ref}=120\text{km/h}$ con pares resistentes variables.....	70
Ilustración 44. Respuesta de la intensidad con $v_{ref}=120\text{km/h}$ y pares resistentes variables ....	70
Ilustración 45. Velocidad del vehículo sobre asfalto seco .....	73
Ilustración 46. Velocidades angulares de las ruedas y error de cada controlador en asfalto seco .....	74
Ilustración 47. Control de la intensidad/torque con asfalto seco .....	74
Ilustración 48. Respuesta de la velocidad lineal del vehículo en asfalto mojado .....	75
Ilustración 49. Velocidades angulares de las ruedas y error de cada controlador con asfalto mojado .....	76
Ilustración 50. Control de la intensidad/torque con asfalto mojado .....	76
Ilustración 51. Respuesta de la velocidad lineal del vehículo en pavimento nevado .....	77
Ilustración 52. Velocidades angulares de las ruedas y error de cada controlador en pavimento nevado.....	78
Ilustración 53. Control de la intensidad/torque con pavimento nevado.....	78
Ilustración 54. Respuesta de la velocidad lineal del vehículo en pavimento helado.....	79
Ilustración 55. Velocidades angulares de las ruedas y error de cada controlador en pavimento helado.....	80
Ilustración 56. Control de la intensidad/torque con pavimento helado.....	80
Ilustración 57. Valores de velocidad del vehículo durante el ciclo de conducción.....	81
Ilustración 58. Velocidades angulares de las ruedas y error de cada controlador para ciclo de conducción .....	82
Ilustración 59. Control de la intensidad/torque aplicados en el ciclo de conducción .....	82



# Índice de tablas:

Tabla 1. Características principales de los vehículos en los que se basa el simulador .....	58
Tabla 2. Características principales del vehículo de la simulación.....	59
Tabla 3. Valores de los controladores PID de las velocidades angulares.....	64
Tabla 4. Valores del controlador PID de corriente .....	64
Tabla 5. Valores de los controladores PID de las velocidades angulares.....	71
Tabla 6. Valores del controlador PID de corriente .....	71
Tabla 7. Valores del controlador del conductor.....	72
Tabla 8. Partidas del presupuesto.....	84



# Capítulo 1. Introducción

## 1.1 Objeto

El objetivo del presente proyecto es el estudio y desarrollo de un modelo de simulación que permita la optimización de un diferencial electrónico para el control de un vehículo de tracción eléctrica. El vehículo en estudio es de dimensiones comerciales y consta de dos motores PMSM ubicados en el eje trasero, de este modo, se hace que el sistema tenga una mejora en su capacidad de control de la tracción para distintas situaciones en carretera.

## 1.2 Alcance

El proyecto pretende la realización de un modelo de simulación mediante el software Matlab-Simulink en el que se realizará el control de dos motores en función de la situación de giro, velocidad y aceleración en las que se encuentre y las condiciones del suelo por las que esté circulando el vehículo en cada instante. Por lo tanto, se cuenta con la necesidad de crear un entorno en el que se simula de forma aproximada las interacciones del vehículo con el medio. Por este hecho, se deben estudiar los factores más relevantes del comportamiento dinámico del vehículo y de la interacción de las ruedas con el pavimento.

En la modelización no se contemplan acciones de fuerzas laterales sobre el vehículo ni se entrará en el estudio de elementos como las baterías que se emplean ni sus convertidores.

El estudio no incluye dentro de sus objetivos la realización física del diferencial electrónico, con lo que no se incluye ningún tipo de estudio para la selección de hardware de control para la implementación del sistema en un vehículo real.

## 1.3 Requerimientos del proyecto

### 1.3.1 Requerimientos técnicos

Se requiere que las siguientes especificaciones técnicas estén contempladas en el estudio y el modelo:

- Los motores a emplear en la simulación son del tipo PMSM.
- El vehículo real descrito en el modelo debería contar con un sensor de giro del volante, un acelerómetro y sensores en los pedales de aceleración y de freno. Además, contaría con un sensor de corriente/torque y con uno de velocidad angular para cada rueda de forma independiente.

- Se debe conseguir que el modelo cumpla con un correcto comportamiento del sistema diferencial ante cualquier curva.
- Se tiene que garantizar que el control consiga una tracción correcta ante distintos tipos de medio.
- Las dimensiones y peso serán las del de un vehículo de uso comercial.

### 1.3.2 Requerimientos económicos

Para la realización del presente estudio se tiene se han de tener en cuenta el precio de las horas empleadas por el ingeniero encargado de su realización y la proporción del coste del software utilizado para llevarlo a cabo.

## 1.4 Justificación

Cuando un vehículo no dispone de un diferencial para sus ruedas motrices, éstas no mantienen la adherencia deseada con el suelo al pasar por las curvas, lo que lleva a perder estabilidad y rendimiento en el proceso de propulsión a lo largo de una curva.

Los mecanismos diferenciales tienen como fin principal que las ruedas motrices de un vehículo puedan girar a velocidades distintas, facilitando así la adherencia de dichas ruedas al pavimento. Éste objetivo puede realizarse básicamente mediante sistemas mecánicos, o mediante un sistema electrónico, lo cual lleva a exponer ciertas ventajas y desventajas que existen de uno sobre el otro.

Por un lado, el sistema mecánico siempre conllevará una fiabilidad superior debida a su poca complejidad de control y falta de sensores (elementos sensibles a sufrir fallos, lo cual puede producir graves accidentes). Sin embargo, si se compara su actuación con la que realizaría un sistema de control electrónico sobre dos motores eléctricos, este segundo sistema proporcionará un mayor rendimiento y control en cada instante, lo que se traduciría en mayor seguridad, siempre que se tenga un buen mantenimiento del estado de los componentes electrónicos del sistema.

Así mismo, se realiza este modelo con el fin de conseguir un sistema de tracción sustancialmente mejor que el que se obtendría con un diferencial mecánico y obteniendo un rendimiento de funcionamiento mayor para los motores. De este modo, se puede conseguir un sistema que aporta mayor seguridad y eficiencia.

Finalmente, la creación de un modelo de simulación tiene la ventaja de poder realizar el estudio sin necesidad de construir físicamente el sistema, lo cual facilita que se puedan hacer comprobaciones aproximadas del funcionamiento de un vehículo de dimensiones comerciales empleando solamente un programa de simulación virtual.



# Capítulo 2. El diferencial

## 2.1 Introducción

El diferencial es una parte fundamental en el funcionamiento correcto de un automóvil debido a su repercusión en la seguridad, prestaciones en curva y rendimiento del vehículo. Es por ello que actualmente se están desarrollando nuevas tecnologías con el fin de garantizar un funcionamiento óptimo, como es el caso del diferencial electrónico, que supone una gran mejora sobre el control del vehículo en cada instante.

## 2.2 Antecedentes y estado del arte

Los mecanismos diferenciales tienen como fin principal que las ruedas motrices del vehículo puedan girar a velocidades distintas, facilitando así la adherencia de dichas ruedas al pavimento al realizar una curva. De lo contrario, si el vehículo no cuenta con dicho sistema, la adherencia en curva se reduce sustancialmente, lo que conlleva a ciertos peligros y una reducción del aprovechamiento de la energía suministrada a las ruedas por parte del motor.

Existen multitud de tipos de diferenciales, pero tienen distintas aplicaciones. De este modo, se explican los rasgos más importantes de los diferenciales de mayor relevancia que se emplean para repartir el par motor entre las ruedas de un mismo eje del vehículo: sistemas mecánico y electrónico.

Comúnmente son utilizados los sistemas de diferenciales mecánicos junto a un motor, debido a su sencillez, a su gran fiabilidad y a la prácticamente nula necesidad de mantenimiento, ya que carecen de un control activo y de sensores. Éstos se han caracterizado por poder ser empleados con motores de toda clase, tanto eléctricos como de combustión. Existen distintos tipos de ellos, de los que cabe destacar los autoblocantes, que cuentan con un mejor funcionamiento ante deslizamiento, pero también tienen un mayor coste. A efectos prácticos, el sistema autoblocante implica que cuando una de las ruedas deja de tener contacto con el suelo o desliza, la otra puede continuar realizando fuerza de avance sobre el suelo y además que ambas giren hacia adelante. Puesto que la gran mayoría de los vehículos no cuentan con un diferencial autoblocante, es habitual que cuando una de las ruedas pierde adherencia, no se consiga transmitir ninguna fuerza de avance, y por lo tanto, se esté malgastando energía y se esté ante una posible situación de peligro por falta de tracción.

De todos modos, en ambos casos se pueden dar situaciones de falta de control, problema que actualmente está siendo solventado por algunas empresas automovilísticas mediante sistemas

adicionales en los que se controla electrónicamente la repartición del par en función de la situación en carretera que se percibe para cada rueda.

Por otra parte, existe el sistema de control diferencial electrónico, el cual se caracteriza por conseguir que el proceso de avance se realice de forma mucho más efectiva en todo tipo de curva, en el cual se emplean motores eléctricos. Esto se debe a que el sistema de control actúa directamente sobre los motores eléctricos, y cada uno de ellos está transmitiendo de forma independiente un par motor sobre su respectiva rueda. De este modo, el control sobre el movimiento del vehículo es mucho mayor y conlleva que el rendimiento sea sustancialmente superior al que ofrecen los sistemas mecánicos. Por consiguiente, se puede conseguir de forma implícita un cierto control sobre la tracción del vehículo, hecho que conlleva a un aumento importante de la seguridad. A pesar de las claras ventajas que supone, este sistema no se implanta a nivel comercial debido a la gran dependencia que tiene respecto a los sensores, los cuales no están exentos en la realidad de emitir señales erróneas, hecho que puede tener consecuencias muy graves.

## 2.3 Teoría del diferencial electrónico

En este apartado se muestran los fundamentos teóricos en los que se basa el control de la velocidad angular a la que tiene que girar cada una de las ruedas motrices. El sistema centra su control en las dos ruedas motrices, las traseras, tal y como se ha especificado en el objeto del estudio.

### 2.3.1 Fundamento teórico del diferencial electrónico

El sistema diferencial electrónico basa su funcionamiento principalmente en las siguientes señales provenientes de sensores del coche: el ángulo de giro del volante, velocidad de consigna introducida por el conductor y las velocidades angulares a las que giran las ruedas. De este modo, el conductor pide al sistema que funcione a una cierta velocidad y con un ángulo de giro, con lo que el diferencial comparará el valor de entrada con el que tienen realmente cada una de las ruedas, y ajustará de la forma más rápida y eficaz posible estos valores con tal de que el error cometido sea mínimo.

El sistema del diferencial electrónico basa sus cálculos en el uso de las ecuaciones de Ackerman, con las cuales, conociendo las dimensiones del coche, se puede determinar la velocidad que debe llevar cada rueda en cada instante en función de las condiciones de giro y velocidad actual.

Previamente, hay que considerar un criterio de signos arbitrario para el ángulo de giro del volante ( $\delta$ ), en el que se ha considerado que si es positivo, significa que el vehículo gira hacia la derecha y si es negativo, hacia la izquierda, tal y como se muestra en la siguiente ilustración.

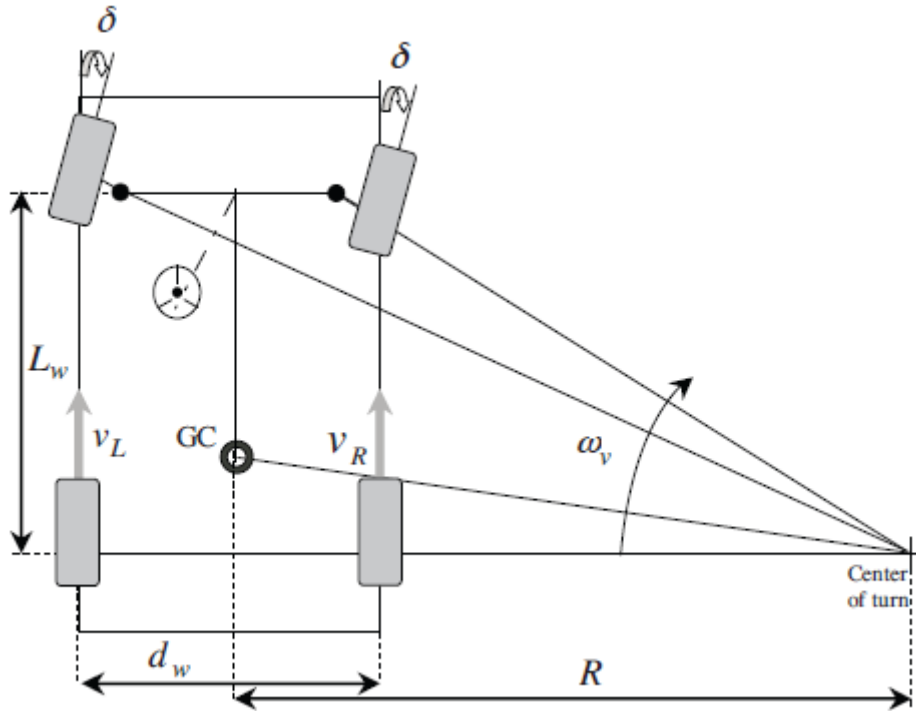


Ilustración 1. Esquema del vehículo siguiendo la trayectoria de una curva

Fuente: [1]

Si  $\delta > 0$  el giro es a la derecha

Si  $\delta < 0$  el giro es a la izquierda

Si  $\delta = 0$  circula recto

Se introducen los subíndices R y L, para denotar derecha e izquierda, respectivamente, así como las distancias referidas a la batalla del coche ( $L_w$ ) y la distancia entre ruedas ( $d_w$ ).

Para establecer la velocidad angular a la que el coche toma una curva, se establecen las siguientes relaciones:

$$\omega_v = \frac{v_v}{R} \quad (1) \quad \omega_v = \frac{\omega_L + \omega_R}{2} \quad (2)$$



Siendo  $\omega_L$  y  $\omega_R$  las velocidades de giro de cada una de las ruedas al describir una curva de radio  $R$ .

Si se observa la Ilustración 1, se puede ver que las velocidades lineales a la que avanzarán las ruedas traseras izquierda y derecha se obtienen de multiplicar la velocidad angular del vehículo por el radio a cada una:

$$v_L = \omega_v \left( R + \frac{d_w}{2} \right) \quad (3) \quad v_R = \omega_v \left( R - \frac{d_w}{2} \right) \quad (4)$$

A continuación se sustituye la ecuación (1) en (3) y (4):

$$v_L = \frac{v_v}{R} \left( R + \frac{d_w}{2} \right) \quad (5) \quad v_R = \frac{v_v}{R} \left( R - \frac{d_w}{2} \right) \quad (6)$$

Dado que interesa conocer la velocidad angular en el eje de cada rueda ( $\omega_{Lw}$  y  $\omega_{Rw}$ ), se deben introducir las siguientes expresiones, que las relacionan con las velocidades lineales:

$$v_L = \omega_{Lw} \cdot r \quad (7)$$

$$v_R = \omega_{Rw} \cdot r \quad (8)$$

Así, introduciéndolas en (5) y (6), se obtienen las siguientes ecuaciones:

$$\omega_{Lw} = \frac{v_v}{r \cdot R} \left( R + \frac{d_w}{2} \right) \quad (9) \quad \omega_{Rw} = \frac{v_v}{r \cdot R} \left( R - \frac{d_w}{2} \right) \quad (10)$$

Cómo el sistema de control desconoce el radio de la curva a la que está girando en cada instante de tiempo, es necesario hacer uso de la relación entre el radio que se tiene en cada instante con el ángulo de giro ( $\delta$ ) que crean las ruedas delanteras dirigidas por el volante de dirección.

$$\operatorname{tg}(\delta) = \frac{L_w}{R} \rightarrow R = \frac{L_w}{\operatorname{tg}(\delta)} \quad (11)$$

A continuación, se sustituye en las ecuaciones (9) y (10), obteniendo para cada rueda:

$$\omega_{Lw} = \frac{v_v}{r} \left( 1 + \frac{d_w \cdot \operatorname{tg}(\delta)}{2 \cdot L_w} \right) \quad (12) \quad \omega_{Rw} = \frac{v_v}{r} \left( 1 - \frac{d_w \cdot \operatorname{tg}(\delta)}{2 \cdot L_w} \right) \quad (13)$$

Ahora, se introduce  $\omega_{vw}$ , que se define como la velocidad angular que tendría una rueda situada en el centro del vehículo y que se relaciona de la siguiente manera con la velocidad del vehículo:

$$\omega_{vw} = \frac{v_v}{r} \quad (14)$$

De este modo, finalmente se obtiene que la velocidad angular en cada rueda es:

$$\omega_{LW} = \omega_{vw} \left( 1 + \frac{d_w \cdot tg(\delta)}{2 \cdot L_w} \right) \quad (15) \quad \omega_{RW} = \omega_{vw} \left( 1 - \frac{d_w \cdot tg(\delta)}{2 \cdot L_w} \right) \quad (16)$$

Llegados a este punto ya se tiene la definición de la velocidad angular para cada rueda, pero hay que determinar las ecuaciones de una forma más simple para que el sistema diferencial pueda determinarlas. Por lo tanto, se determina la diferencia entre las velocidades angulares de ambas ruedas.

$$\begin{aligned} \Delta\omega &= \omega_{LW} - \omega_{RW} = \omega_{vw} \left( 1 + \frac{d_w \cdot tg(\delta)}{2 \cdot L_w} \right) - \omega_{vw} \left( 1 - \frac{d_w \cdot tg(\delta)}{2 \cdot L_w} \right) \\ \Delta\omega &= \omega_{vw} \cdot \frac{d_w \cdot tg(\delta)}{L_w} \quad (17) \end{aligned}$$

Así, el diferencial electrónico trabaja con las siguientes relaciones para obtener la velocidad en cada rueda, cosa que lo hace más simplificado:

$$\omega_{LW} = \omega_{vw} + \frac{\Delta\omega}{2} \quad (18)$$

$$\omega_{RW} = \omega_{vw} - \frac{\Delta\omega}{2} \quad (19)$$

El siguiente esquema muestra cómo se implementan en el modelo las expresiones matemáticas obtenidas, de tal forma que se cuenta solo con una referencia de velocidad angular para ambas ruedas y el sistema a partir del ángulo de giro determina la que debe tener cada una. [1] [2]

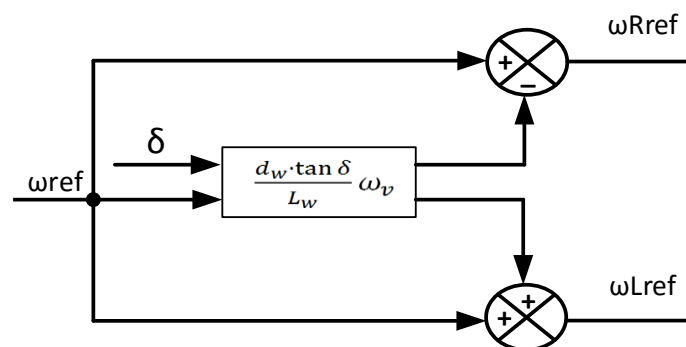


Ilustración 2. Diagrama del cálculo realizado por el diferencial electrónico

Fuente: Propia

### 2.3.2 Sistema de control del diferencial

El diferencial trabaja a partir del ángulo de giro y la velocidad de consigna que le da el conductor del automóvil y la transforma mediante las anteriores ecuaciones, para poder comparar las velocidades  $\omega_{Lw}$  y  $\omega_{Rw}$  con las velocidades angulares reales. El control se realiza calculando el error entre las velocidades reales y las de consigna, empleando un controlador Proporcional Integral Derivativo (PID) que actúa sobre este error. Éste controlador debe ser ajustado de tal manera que actúe de la forma más rápida y eficaz posible para conseguir el mínimo error y obteniendo una respuesta que sea estable. Por lo tanto, se deben ajustar dos controladores, uno para cada rueda, para así conseguir dar a cada motor la señal necesaria. En efecto, la señal emitida por el controlador debe ser traducida en la corriente que alimenta cada motor.

La siguiente ilustración muestra el esquema de control de velocidad de una de las dos ruedas.

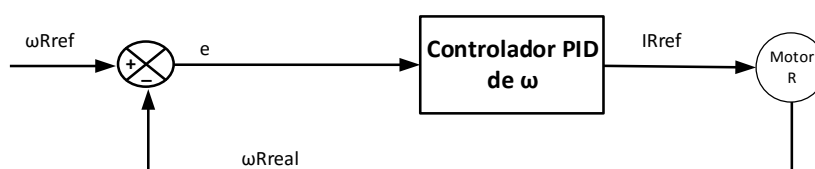


Ilustración 3. Diagrama de bloques del control de la velocidad angular de uno de los motores

Fuente: Propia

Seguidamente se muestra el esquema completo del sistema descrito hasta el momento.

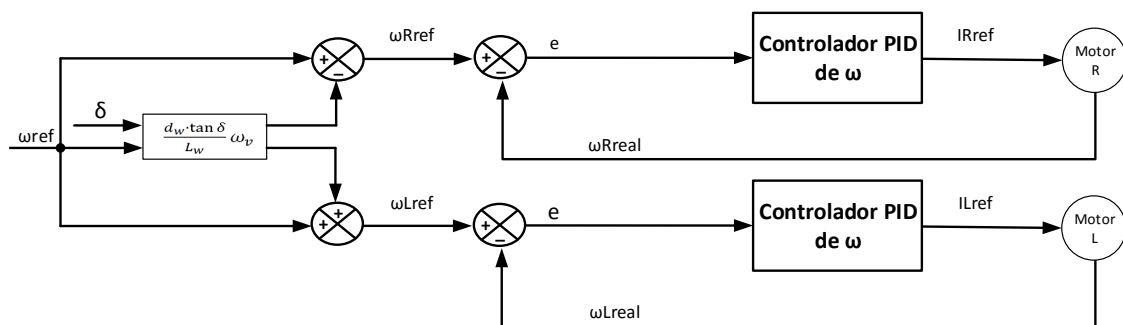


Ilustración 4. Esquema del control de velocidades angulares del diferencial electrónico

Fuente: Propia

Con el sistema descrito hasta el momento ya sería suficiente para obtener el control diferencial sobre ambas ruedas que buscamos, pero funcionaría correctamente en condiciones de carretera ideales. En otras circunstancias, los motores trabajarían ineficientemente, ya que no cuentan con el conocimiento de si las ruedas se encuentran entregando el par de tracción que se espera o no y por lo tanto, si se está consiguiendo una fuerza de tracción medianamente correcta y estable por parte del conjunto que forman ambas ruedas sobre el pavimento.

Por consiguiente, debido a esta carencia, se debe introducir a estos sistemas otro elemento de control, el cual se detalla a continuación en el siguiente apartado.

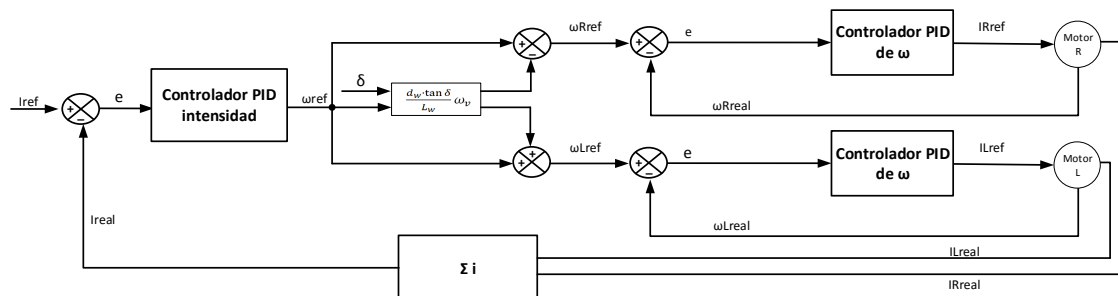
## 2.4 Sistema de control de la intensidad de corriente

Puesto que nuestro vehículo circula por una carretera en la que existen irregularidades en el tipo de suelo, este hecho conlleva que se produzcan pares resistivos diferentes en cada una de las ruedas, los cuales son debidos al deslizamiento y se requerirá de un control de la corriente. La intensidad de corriente es una magnitud que actúa de forma directamente proporcional al par entregado por los motores y se implanta este control para poder hacer que la tracción total que realizan ambas ruedas sea correcta y lo más próxima posible a la deseada por el conductor.

Con éste, se pretende que el contacto entre ruedas y suelo sea siempre lo más cercano al ideal, de tal manera que la energía que tengan que suministrar las baterías sea la menor posible y de este modo, se consigue un aumento del rendimiento en el proceso de avance del vehículo respecto a otros sistemas. Además, uno de los principales objetivos que se consigue con esta realimentación y control es el de obtener una mayor seguridad para los ocupantes del vehículo.

Para la obtención de dichos fines, se debe realizar un control PID de la intensidad suministrada a ambos motores. Esto se podría hacer con valores medidos del par motor de ambas ruedas, pero la intensidad es más fácilmente medible, con lo que con ella ya se consigue un control preciso del torque entregado.

A continuació se mostra la figura que esquematza el sistema de realimentació mencionat juntament amb les velocitats angulars de cada roda.



Il·lustració 5. Sistema diferencial con control de intensidad de corriente

Fuente: Propia

De este modo, cuando el conductor da una intensidad (o par) de consigna al pisar el pedal del acelerador, la repartición de corrientes se realizará de tal manera que siempre entre ambos motores se esté entregando el par requerido. Así por ejemplo, si una rueda pierde adherencia debido al estado de la carretera, ésta tiende a consumir una menor intensidad de la esperada para ir a la velocidad que se le pedía. El sistema de control del par consigue hacer que la otra rueda tenga mayor importancia en la tracción y así, las dos ruedas giren a las velocidades requeridas para conseguir mayor estabilidad en el instante en que se vuelva a tener tracción en las dos ruedas. Por lo tanto, se controla que la intensidad total entregada sea lo más cercana posible a la demandada.

Así, en una situación real en la que se circula con cierta velocidad por una curva, si una rueda empezara a perder tracción debido a fuerzas centrífugas sobre el vehículo y laterales sobre los neumáticos, también empezaría a actuar el sistema de control de la corriente.



# Capítulo 3. Teoría del entorno simulado

## 3.1 Introducción

En el presente capítulo se muestran los fundamentos físicos en los que se basa el simulador para la creación del entorno en el que circula el vehículo. De este modo, se introducen las ecuaciones de la dinámica que describen el comportamiento del vehículo, así como las consideraciones e hipótesis que se tienen en cuenta en el modelo. El capítulo hace hincapié en los fenómenos físicos considerados, pero la descripción de la adaptación de éstos al *software* Matlab-Simulink se realiza en un capítulo posterior.

## 3.2 Consideraciones realizadas

El entorno en el que se encuentra el vehículo está constituido por diversos factores, cada uno de los cuales alteran su funcionamiento en mayor o menor medida, por lo tanto, se han realizado ciertas consideraciones e hipótesis para obtener un modelo suficientemente ajustado a la realidad, pero siempre teniendo en cuenta los objetivos principales del estudio a realizar.

De esta manera, se tienen en cuenta las siguientes interacciones y fenómenos físicos:

- La fuerza aerodinámica calculada de forma simplificada, la cual es aplicada sobre el centro del área frontal del vehículo.
- El cambio de las fuerzas normales en cada rueda en función a causa de que el vehículo acelere o desacelere y a la acción de fuerzas externas sobre ésta.
- La fuerza de tracción (o frenado) entre las dos ruedas motrices y el suelo, pudiendo considerar la existencia de un deslizamiento entre rueda y suelo.
- Las fuerzas de resistencia a la rodadura de las ruedas delanteras.

La finalidad del cálculo de fuerzas es la de obtener su acción resistiva y la de determinar la variación de la fuerza normal en cada rueda, la cual es de gran importancia para el estudio de la tracción de las ruedas traseras y las fuerzas de resistencia a la rodadura libre.

De este modo, se realizan las siguientes hipótesis simplificadoras:

- Los efectos de los amortiguadores no son considerados, y se toma como que son rígidos en cualquier circunstancia.
- La fuerza aerodinámica siempre actúa en contra del movimiento del vehículo, se considera que no varía en función de si éste se encuentra girando y es aplicada siempre en el centro del área frontal.
- La fuerza centrífuga sobre el vehículo al atravesar una curva no es considerada.
- No se consideran fuerzas laterales sobre los neumáticos ni deslizamiento lateral al realizar giros.
- No se consideran terrenos con pendiente.

### 3.3 Dinámica del vehículo y efectos sobre las fuerzas normales

#### 3.3.1 Fuerza aerodinámica

La fuerza aerodinámica es una fuerza que se toma puramente resistiva y que además actúa en cierta medida en el aumento de la fuerza normal de las ruedas motrices.

La fuerza aerodinámica que percibe el vehículo puede ser aproximada con bastante acierto mediante la siguiente ecuación, obtenida de la mecánica de fluidos. [3]

$$F_A = C_D \frac{1}{2} \rho v^2 S \quad (20)$$

En ella se emplea el coeficiente de resistencia aerodinámica (obtenido a partir de datos del fabricante del vehículo en cuestión), la densidad del aire, la superficie frontal del vehículo (a partir de sus dimensiones de altura y anchura máximas) y se relacionan con la velocidad a la que está circulando.

#### 3.3.2 Variación de las fuerzas normales en cada rueda

Cuando el vehículo acelera, la fuerza normal experimenta una variación en la que las ruedas traseras reciben mayor fuerza vertical y las delanteras, perciben a su vez una reducción. Este hecho favorece a la fuerza de tracción disponible del vehículo del modelo, ya que al funcionar éste con tracción trasera, se aumenta el agarre. Además, aumenta dicho efecto con el aumento de la velocidad, ya que la fuerza aerodinámica que incide sobre la parte frontal del coche lo hace mayor aún.

En la siguiente ilustración se muestran las fuerzas actuantes sobre el vehículo. A partir de ésta, se pueden aplicar las ecuaciones físicas precisas para realizar los cálculos correctos de la fuerza normal en cada rueda.



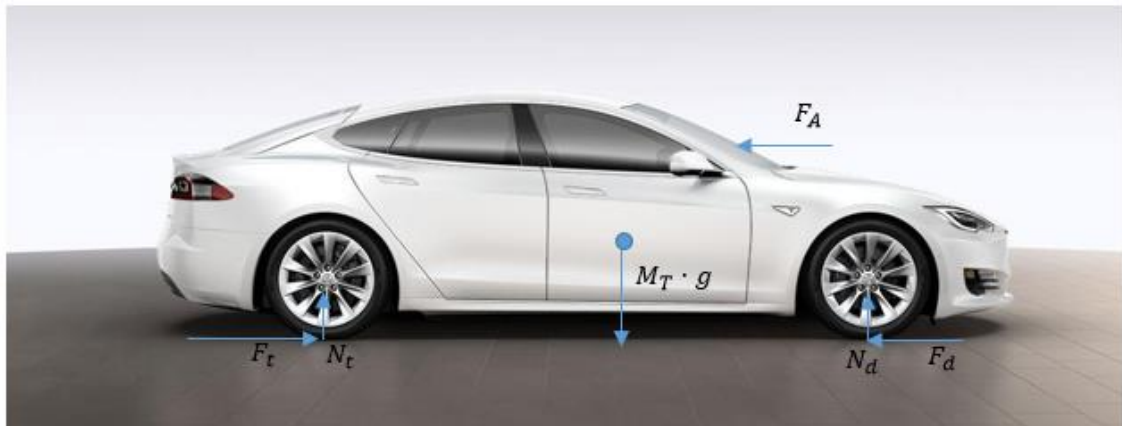


Ilustración 6. Diagrama de fuerzas aplicadas sobre le vehículo del estudio

Fuente: Propia

Se han denotado como  $(F_t)$  y  $(F_d)$  a las fuerzas traseras y delanteras que actúan propulsando o frenando el automóvil, así como las fuerzas normales  $(N_t)$  y  $(N_d)$  en cada una de las ruedas.

A partir de la representación esquemática del diagrama, se aplican las ecuaciones de sumatorios de fuerzas sobre el coche, tanto en el eje horizontal como en el vertical:

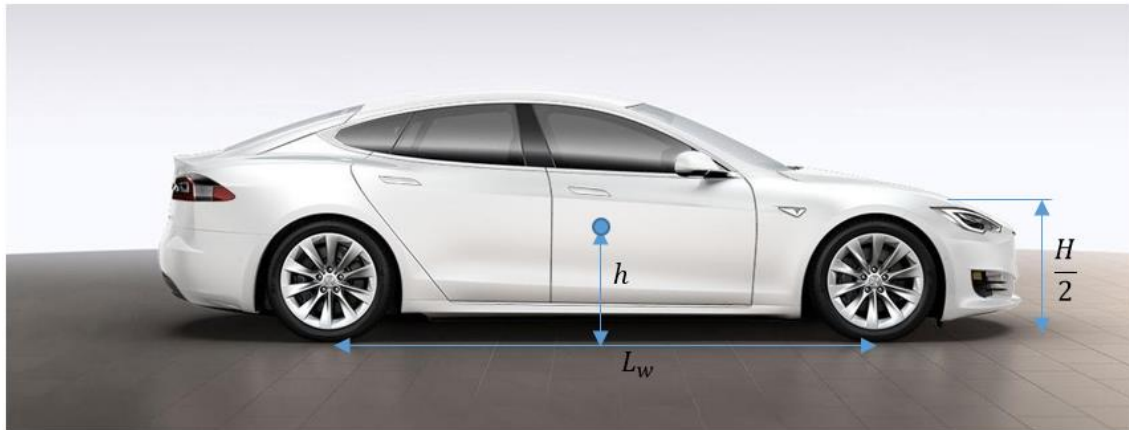
Sumatorio en el eje horizontal: 
$$\sum F_x = M_T \cdot a$$

$$2F_t - 2F_d - F_A = M_T \cdot a \quad (21)$$

Sumatorio en el eje vertical: 
$$\sum F_y = M_T \cdot g$$

$$2N_t + 2N_d = M_T \cdot g \quad (22)$$

Antes de continuar, es preciso mostrar una ilustración esquemática que muestre los parámetros dimensionales que se requieren en los próximos cálculos.



*Ilustración 7. Parámetros dimensionales relevantes del vehículo*

Fuente: Propia

Se pueden apreciar entonces en el esquema la batalla ( $L_w$ ), la altura del centro de masas ( $h$ ) y la altura de aplicación de la fuerza aerodinámica, que se encuentra a la mitad de la altura del coche ( $H$ ).

Una vez planteadas las ecuaciones de fuerzas, se requiere de la aplicación de la ecuación de sumatorio de momentos de fuerza sobre el centro de masas del vehículo. Dadas las consideraciones realizadas previamente, se deduce que este sumatorio debe ser igual a cero, ya que no hay cabeceo, a causa de la rigidez de los amortiguadores.

*Sumatorio de momentos sobre el centro de masas:*

$$\sum M_{CM} = I_{CM} \cdot \alpha = 0$$

$$2F_t \cdot h - 2N_t \cdot \frac{L_w}{2} - 2F_d \cdot h + 2N_d \cdot \frac{L_w}{2} + F_A \cdot \left( \frac{H}{2} - h \right) = 0 \quad (23)$$

Llegado este punto, se sigue a la resolución del sistema, del que se extraen las expresiones matemáticas que determinen el valor de la fuerza normal en cada rueda a cada instante de tiempo. Se procede a aislar los términos de fuerzas ( $2F_t - 2F_d$ ) de la ecuación del sumatorio de fuerzas horizontales, y se sustituyen en la de momentos.

De este modo, se obtiene la siguiente expresión:

$$(F_A + M_T \cdot a) \cdot h + F_A \cdot \left(\frac{H}{2} - h\right) = (2N_t - 2N_d) \cdot \frac{L_w}{2} \quad (24)$$

Seguidamente, se sustituye en esta ecuación la fuerza  $N_t$  definida en el sumatorio de fuerzas en el eje vertical, que lleva finalmente a obtener la expresión que describe las fuerzas normales en cada rueda delantera en función de la aceleración y la fuerza aerodinámica:

$$\begin{aligned} \left(M_T \cdot a \cdot h + F_A \cdot \frac{H}{2}\right) &= (M_T \cdot g - 4N_d) \cdot \frac{L_w}{2} \\ \rightarrow \\ N_d &= \frac{M_T \cdot g}{4} - \left(M_T \cdot a \cdot h + F_A \cdot \frac{H}{2}\right) \cdot \frac{1}{2L_w} \end{aligned} \quad (25)$$

Una vez halladas las reacciones normales de las ruedas delanteras, se procede a partir de la ecuación del sumatorio de fuerzas verticales a obtener la expresión que se introducirá en el modelo para definir las fuerzas normales traseras. Quedando de la siguiente forma:

$$N_t = \frac{M_T \cdot g}{4} + \left(M_T \cdot a \cdot h + F_A \cdot \frac{H}{2}\right) \cdot \frac{1}{2L_w} \quad (26)$$

Se puede observar en ambas ecuaciones que si no hay aceleración ni fuerza aerodinámica, la normal en cada rueda tiene el valor de un cuarto del peso del vehículo, lo cual es coherente. Además, se puede apreciar que acelerando, la reacción normal tiende a aumentar en el eje trasero, mientras que frenando existe esta tendencia hacia el delantero, hecho que concuerda con la realidad. [4]

### 3.4 Fuerzas de contacto entre rueda y suelo

La forma en que se realiza el contacto entre los neumáticos y el suelo es un factor de gran importancia a tener en cuenta para conseguir que en el modelo del diferencial se realice el avance del vehículo sin perder tracción. Por este hecho, se muestran a continuación los comportamientos de las ruedas considerados en el simulador al circular en carretera en las distintas situaciones que han sido consideradas: estado de rodadura libre, aceleración y frenado por parte de los motores.

Así, se considera que las ruedas delanteras circulan permanentemente con rodadura libre, mientras que las ruedas traseras van alternando sus estados, debido a ser las ruedas motrices.

### 3.4.1 Resistencia a la rodadura libre

Cuando un neumático rueda sobre una superficie y se encuentra sometido a una carga vertical sin que sea aplicado ningún par en el eje, éste avanza teniendo una fuerza resistiva de rodadura. Dicha resistencia se debe mayormente a las pérdidas por histéresis en el neumático y al rozamiento entre neumático y superficie de rodadura debido a deslizamientos locales.

La resistencia a la rodadura libre se puede calcular en el modelo a partir del coeficiente de rodadura, el cual debe ser calculado experimentalmente. Así, el coeficiente de rodadura viene determinado por la relación entre la carga aplicada sobre la rueda y la fuerza de resistencia a la rodadura. Dicho coeficiente viene influido por la presión de inflado, la velocidad a la que se circula y el tipo de pavimento. Así, para vehículos de turismo la expresión que se emplea es la que se muestra a continuación, siendo  $V$  la velocidad en km/h a la que avanza el vehículo y  $f_0$  y  $f_s$  los coeficientes que determinan la fricción en función de la presión de inflado.

$$f_r = f_0 + f_s \left( \frac{V}{100} \right)^{2,5} \quad (27)$$

Los coeficientes  $f_0$  y  $f_s$  se determinan con la siguiente gráfica:

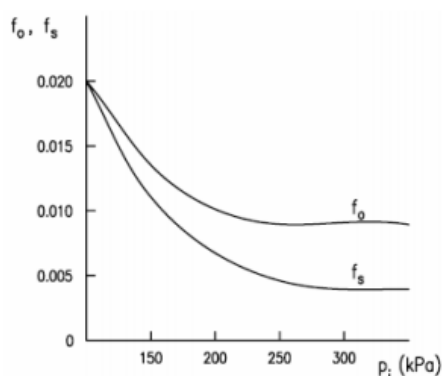


Ilustración 8. Coeficientes para calcular la rodadura libre en función de la presión del neumático

Fuente: [5]

De este modo, los valores habituales de ambos coeficientes son:  $f_0 = 0,01$  y  $f_s = 0,05$ , y siendo que el segundo término actúa provocando muy poco efecto en la mayoría de velocidades de funcionamiento, se ha tomado para el modelo (sin ello suponer un error significativo) que el valor del factor de fricción es de valor constante  $f_r = 0,01$ .

Como ya se ha mencionado, las ruedas delanteras trabajan en todo momento sometidas a esta resistencia, mientras que las traseras van alternando, ya que pueden tener aplicados esfuerzos mayores cuando se les entrega un par de frenado o tracción.

### 3.4.2 Deslizamiento y coeficiente de fricción

Cuando sobre un neumático que rueda y soporta una carga actúa un momento de tracción, en la región de contacto con el suelo se producen unas tensiones tangenciales, aparte de las tensiones normales debidas a la carga. Estas tensiones tangenciales producen una fuerza resultante longitudinal de avance y un momento contrario al momento aplicado en el eje. La acción de estos esfuerzos sobre el neumático hace que éste se deforme, haciendo que se comprima la banda de rodadura a la entrada de la zona de contacto, y estirándose a la salida. Debido a esta deformación, el neumático actúa como si la longitud de la banda de rodadura fuese menor, o dicho de otro modo, como si el radio del neumático fuese más pequeño que funcionando en rodadura libre. Esto lleva a que la velocidad a la que se desplaza la rueda sea menor que la velocidad a la que gira. La medición de la diferencia entre ambas velocidades introduce el concepto de deslizamiento, el cual viene definido por la siguiente expresión:

$$s = \frac{\omega \cdot r - v}{\omega \cdot r} \quad (28)$$

Siendo  $\omega$  la velocidad angular de la rueda,  $r$  el radio del neumático y  $v$  la velocidad de traslación del eje.

Cuando se aplica una par de frenado en el eje, el efecto es opuesto al descrito, ya que se produce un alargamiento a la entrada de la zona de contacto y compresión a la salida, así, el comportamiento es como si el radio fuese mayor. Por lo tanto, la velocidad de desplazamiento será mayor que la de giro de la rueda, obteniendo la siguiente expresión para definir el deslizamiento.

$$s = \frac{v - \omega \cdot r}{v} \quad (29)$$

Con el deslizamiento ( $s$ ) se puede estudiar la magnitud de los esfuerzos longitudinales que puede llegar a realizar el neumático, ya que se emplea para determinar el coeficiente de esfuerzo de tracción ( $\mu$ ). Dicho coeficiente relaciona el esfuerzo longitudinal con el de la fuerza normal sobre el neumático y viene determinado por las condiciones en las que se encuentra el pavimento.

$$\mu(s) = \frac{F_x}{F_N} \quad (30)$$

La relación entre  $s$  y  $\mu$  se determina de forma experimental para cada tipo de condición de suelo y tiene una forma similar a la de la Ilustración que sigue:

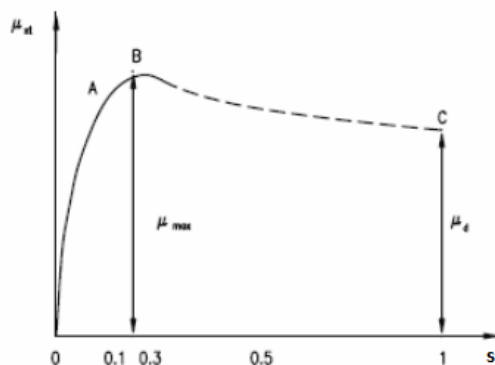


Ilustración 9. Coeficiente de fricción en función del deslizamiento

Fuente: [5]

El comportamiento del factor de fricción en la región entre O y A es prácticamente lineal, ya que el valor del esfuerzo realizado por la aplicación del par se debe exclusivamente a la deformación elástica de la banda de rodadura. Aumentando el par aplicado sobre la rueda se comienza a producir un deslizamiento físico del neumático sobre la superficie de rodadura y de este modo, al llegar a la región entre los puntos A y B la relación entre el coeficiente de fricción y el deslizamiento deja de ser lineal. En esta zona se encuentran los valores máximos de fricción, pero si se sobrepasa el límite y se llega a la zona punteada, el neumático comienza a sufrir deslizamiento físico puro, haciendo que el paso de B a C sea muy rápido. Por lo tanto, interesa hacer trabajar el neumático con valores de deslizamiento que no superen el 30% tanto para frenado (evitando el bloqueo de la rueda), como en tracción (consiguiendo que no patine).

El modelo empírico que mejores resultados da para la predicción del comportamiento real del neumático ante los distintos tipos de suelos es el de Pacejka, conocido con el nombre de *Magic Formula*. Dicho modelo determina el comportamiento en cada tipo de suelo mediante el uso de una expresión matemática, la cual es adaptada a cada tipo de suelo cambiando cuatro coeficientes. [5] [6]

$$\mu(s) = \mu_o + D \cdot \sin\left(C \cdot \arctan\left(B \cdot S - E \cdot (B \cdot s - \arctan(B \cdot s))\right)\right) \quad (31)$$

Los coeficientes que caracterizan cada tipo de suelo son:

- B: factor de rigidez.
- C: factor de forma.
- D: factor de pico.
- E: factor de curvatura.

En el estudio se da la posibilidad de trabajar con cuatro situaciones determinadas por la *Magic Formula*: suelo seco, suelo mojado, suelo nevado y suelo helado, cuyas gráficas son las siguientes.

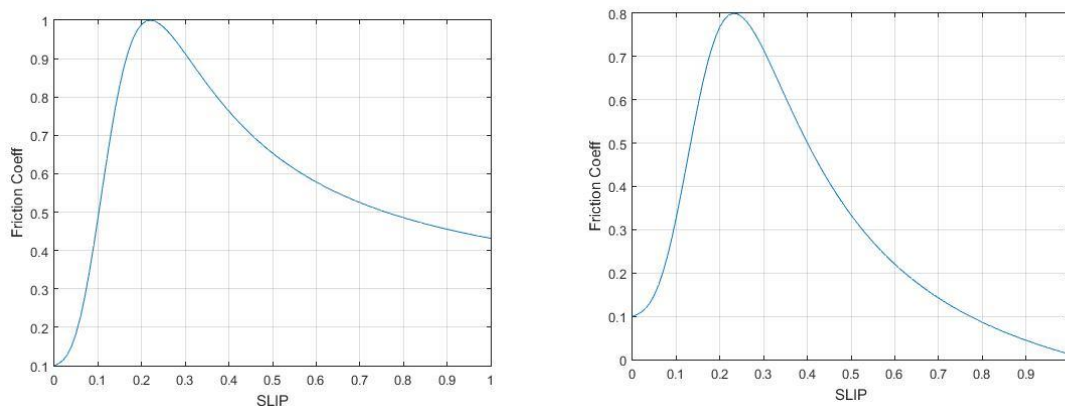


Ilustración 10. Coeficiente de fricción en función del deslizamiento para suelo seco y mojado

Fuente: Propia

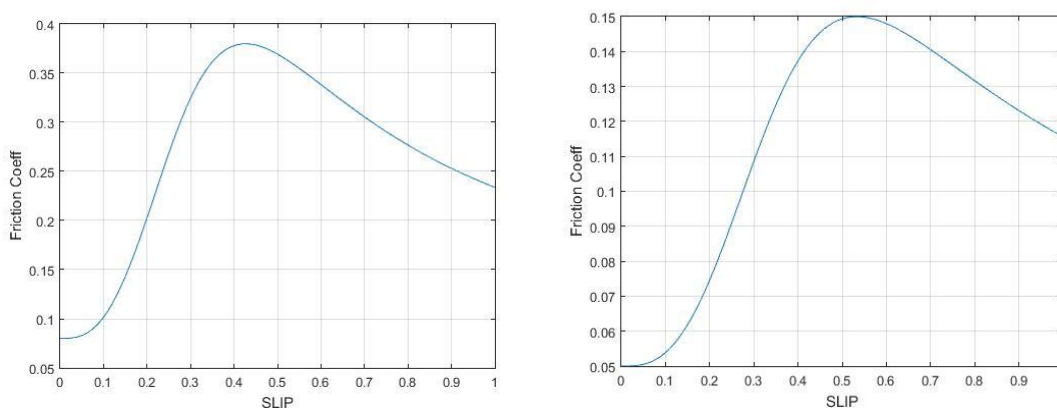


Ilustración 11. Coeficiente de fricción en función del deslizamiento para suelo nevado y helado

Fuente: Propia

### 3.4.3 Tracción del vehículo

Las ruedas traseras, las cuales tienen la función de transmitir la fuerza de avance del vehículo, están sujetas a distintas situaciones de trabajo según la fuerza de tracción que puedan desarrollar y del torque aplicado sobre ellas. Como se ha explicado en el apartado anterior, la fuerza de tracción viene determinada por el deslizamiento al que se encuentra sometida la rueda, que viene en gran medida influido por el tipo de pavimento por el que se circula. Los cálculos llevados a cabo son simplificados, pero definen con bastante acierto el comportamiento que experimentan las ruedas con el avance. En efecto, como ya se planteó inicialmente en el capítulo, no son consideradas otras fuerzas como las laterales, solamente se tienen en cuenta las que proporcionan un efecto sobre el avance longitudinal.

Por lo tanto, se hace uso de la ecuación del sumatorio de fuerzas en dirección horizontal sobre el vehículo entero, y la ecuación de momentos sobre cada rueda, con el fin de obtener con la primera de ellas la velocidad lineal a la que circula el vehículo y con la segunda, la velocidad angular a la que gira cada una de las ruedas.

De la primera ecuación, conocidas todas las fuerzas horizontales actuantes sobre el vehículo, se obtiene la aceleración que está experimentando. Aunque dicha ecuación se planteó previamente en la determinación de las fuerzas normales, se vuelve a introducir para el asunto que se plantea.

$$\sum F_x = M_T \cdot a$$

$$\pm F_{tR} \pm F_{tL} - 2F_d - F_A = M_T \cdot a \quad (32)$$

Al aislar la aceleración e integrarla en función del tiempo, se obtiene la velocidad a la que circula el vehículo en cada instante. Así pues, se llega a la siguiente expresión, que es la empleada en el modelo de simulación y da la opción de que se reduzca o aumente la velocidad en función de la fuerza de tracción que consiguen hacer ambas ruedas traseras.

$$v = \int \frac{\pm F_{tR} \pm F_{tL} - 2F_d - F_A}{M_T} dt \quad (33)$$

Las fuerzas  $F_t$  son realizadas siempre por los motores, ya que al tratarse de un sistema que cuenta con motores eléctricos, éstos pueden producir acciones en ambas direcciones.

Pasando a la ecuación del sumatorio de momentos de fuerza, ésta se plantea en cada rueda, y se aplica en el centro de cada una, obteniendo la aceleración angular de cada una de ellas.

$$\sum M_G = I_G \cdot \frac{d\omega}{dt} \quad (34)$$

La inercia viene determinada por las geometrías de las ruedas y los elementos rotatorios internos, como son los motores y los engranajes que enlazan cada motor con su respectiva rueda.

El empleo de esta ecuación presenta distintas situaciones de funcionamiento, las cuales han de ser introducidas de forma separada en el modelo. Así, se describen a continuación los distintos casos que se dan de forma independiente en cada una de las ruedas. [3]



- 1- Cuando el torque motor aplicado sobre la rueda es positivo y éste consigue superar el par que produce la fuerza de tracción sobre la rueda, se consigue una aceleración positiva.



*Ilustración 12. Fuerzas y pares aplicados sobre la rueda cuando se tracciona*

Fuente: Propia

Por consiguiente, se da que para este caso la expresión tendrá la siguiente forma:

$$\Gamma - F_T = I \cdot \frac{d\omega}{dt} \quad (35)$$

Al ser integrada respecto al tiempo, se obtiene la velocidad angular a la que va la rueda en cuestión:

$$\omega = \int \frac{\Gamma - F_T}{I} dt \quad (36)$$

- 2- Cuando el torque motor aplicado sobre la rueda es negativo y consigue superar el par que produce la fuerza de tracción sobre la rueda, se consigue desacelerar la rueda.



*Ilustración 13. Fuerzas y pares aplicados sobre la rueda en estado de frenada*

Fuente: Propia

Así, se la toma la siguiente expresión para dicho caso:

$$-\Gamma + F_T = I_G \cdot \frac{d\omega}{dt} \quad (37)$$

Siendo integrada como en el anterior caso, la velocidad angular queda determinada del siguiente modo:

$$\omega = \int \frac{-\Gamma + F_T}{I} dt \quad (38)$$

- 3- En la situación en la que no se aplica un par motor o no se realiza con la suficiente magnitud como para superar al par resistivo que ejerce el suelo, la velocidad angular de la rueda pasa a ser la del estado de rodadura libre. De este modo, no existirá deslizamiento en el punto de contacto y será considerada que la velocidad angular viene determinada por la siguiente expresión:

$$\omega = \frac{v}{r_w} \quad (39)$$



Ilustración 14. Esquema de las velocidades empleadas en el caso de rodadura libre

Fuente: Propia

#### 3.4.4 Inercias en las ruedas

El valor del momento de inercia equivalente en cada rueda motriz se calcula a partir de las masas de los elementos rotativos y sus radios. Para ello, como los distintos elementos giran a velocidades diferentes, se deben pasar todos a un sistema reducido equivalente de inercia ( $I$ ), el cual gira a la velocidad de la rueda. Así, para el cálculo de cada elemento rotativo, se toma como geometría la cilíndrica, cuyo valor es determinado con la siguiente expresión:

$$I_i = \frac{1}{2} \cdot m_i \cdot r_i^2 \quad (40)$$

A continuación se muestra el diagrama esquemático que representa a los elementos rotativos considerados:

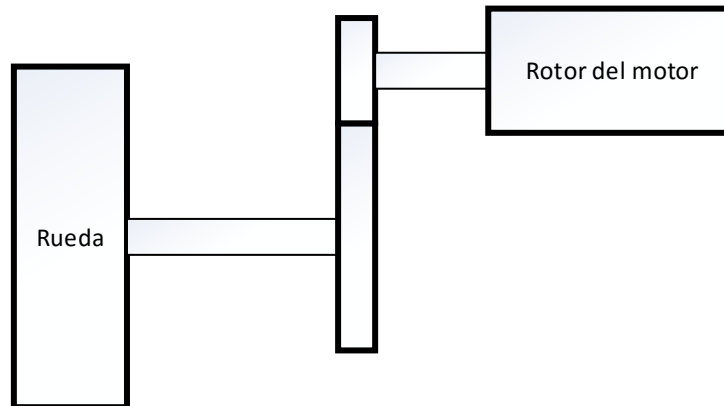


Ilustración 15. Diagrama esquemático de los elementos rotativos

Fuente: Propia

Para determinar el momento de inercia reducido equivalente en la rueda se hace uso de la ecuación de la conservación de la energía, en la que se desprecian los efectos de la energía potencial (vibraciones). De este modo se consiguen los momentos de inercia equivalentes para cada componente a que estuvieran funcionando a la velocidad angular que tiene la rueda.

$$E_c = \sum \frac{1}{2} \cdot I_i \cdot \omega_i^2 = \sum \frac{1}{2} \cdot I_i^{ek} \cdot \omega_k^2 \quad (41)$$

$$I_i^{ek} = I_i \left( \frac{\omega_i}{\omega_k} \right)^2 \quad (42)$$

Siendo considerados para el cálculo de la inercia equivalente solo la rueda y el rotor del motor, se obtiene la siguiente expresión:

$$I = I_w + I_r \left( \frac{\omega_r}{\omega_w} \right)^2 \quad (43)$$

Se ha denotado con el subíndice  $w$  a los términos relacionados con la rueda y con el subíndice  $r$  a los que están relacionados con el rotor del motor y los demás elementos rotativos.

Debido a que se conoce el ratio de giro existente entre la rueda y el motor ( $g_{ratio}$ ), determinado por la relación de engranajes, se toma el término de velocidades directamente con este valor.

$$I = I_w + I_r \cdot g_{ratio}^2 \quad (44)$$

Finalmente, la expresión a utilizar en el modelo dará un valor constante, que se determina con la expresión siguiente.

$$I = \frac{1}{2}m_w \cdot r_w^2 + \frac{1}{2}m_r \cdot r_r^2 \cdot g_{ratio}^2 \quad (45)$$

Así, se toma en el modelo de forma aproximada el valor de  $m_r$  y  $r_r$ . [3]

### 3.5 Condiciones a aplicar en el modelo de simulación

A partir de las expresiones y conceptos planteados en este capítulo, se extraen importantes condiciones que deben ser descritas en el simulador de la manera más coherente posible con la realidad. Así, se deben introducir correctamente las ecuaciones de dinámica a resolver y a la vez es importante que la simulación del entorno consiga hacer una adaptación temporal similar a la real, especialmente en la transición entre los estados de tracción, frenada y rodadura pura. Dichas condiciones son de difícil aplicación, ya que todos los parámetros del simulador actualizan sus valores con gran rapidez y por lo tanto, la suavidad en la actuación de todas las fuerzas y momentos del entorno es difícil de conseguir.



# Capítulo 4. Motores eléctricos implementados y su alimentación

## 4.1 Características básicas de los motores eléctricos en automoción

Los motores eléctricos utilizados con la finalidad de propulsar vehículos, han conseguido en los últimos años una creciente participación en el sector de la automoción. Éstos se emplean mayormente en vehículos híbridos, pero actualmente empiezan a ganar importancia los vehículos de propulsión puramente eléctrica, debido a las mejoras que se están consiguiendo en rendimiento y autonomía de baterías. A continuación se destacan las características por las que se tiene una tendencia hacia el uso de este tipo de motores.

El rendimiento del sistema eléctrico de propulsión es mucho mayor al de los motores de combustión, hecho que optimiza el proceso desde el punto de vista energético y se obtiene una gran reducción en el coste del desplazamiento. Pueden funcionar junto a sistemas de recuperación de la energía, como sería el de frenada regenerativa, lo cual mejora aún más estos aspectos. El tiempo de respuesta del motor es menor y se dispone de un control sobre la velocidad mucho más preciso. Además, la relación de la potencia respecto al peso y volumen se ve mejorada en gran medida y se dispone del máximo par motor desde muy bajas revoluciones. Sin embargo, el uso de estas tecnologías conlleva la necesidad de emplear grandes equipos de baterías, los cuales aumentan el peso del vehículo en gran medida, el coste de éste y suponen un impacto sobre el medio ambiente a tener en cuenta junto a la electricidad almacenada que utilizan.

Entre los distintos tipos de motores eléctricos existentes, los que cuentan con mayor aplicación en el sector del automóvil son los motores asíncronos de corriente alterna (ACIM), los motores síncronos de imanes permanentes internos de corriente alterna (IPMSM) y los motores de corriente continua sin escobillas (BLDC). Estructuralmente los IPMSM y los BLDC son similares, ya que emplean imanes permanentes en su rotor, pero los primeros son motores alimentados por corrientes trifásicas, como los ACIM, mientras que los segundos se alimentan de corriente continua con conmutación trapezoidal.

La aplicación más frecuente a nivel industrial es la de los motores ACIM, sin embargo, el rendimiento de estos es menor al que se obtiene con motores de imanes permanentes, en los cuales se dispone de un control más preciso y de un mayor rendimiento de funcionamiento. La reducción en los costes de los sistemas electrónicos de control en las últimas décadas ha propiciado la tendencia hacia el uso de motores BLDC e IPMSM, y además también se han podido realizar mejoras en control de los ACIM, incrementando su rendimiento.

De este modo, la tendencia hacia los motores de imanes permanentes se basa en las siguientes características positivas:

- Cuentan con una gama de velocidades de funcionamiento muy amplia.
- Tienen unas pérdidas energéticas sustancialmente menores que las de los ACIM.
- No tiene un deslizamiento relativo, puesto que su velocidad sigue la del campo magnético producido en el estator, hecho que facilita su control.
- Las temperaturas de trabajo son reducidas.

Por otra parte, se trata de motores más costosos debido al alto precio de los imanes (principalmente compuestos por tierras raras) y a los sistemas de control que precisan. Además, se debe de contar con un control sobre los picos de corriente y de la temperatura, ya que si se sobrepasan ciertos límites, se podría llegar a desmagnetar los imanes del rotor permanentemente.

Debido a estos hechos, en el sector del automóvil se pueden observar distintas vías de fabricación en cuanto al tipo de motores empleados. De este modo, fabricantes de automóviles como Tesla Motors emplean motores ACIM, mientras que otros como Nissan emplean IPMSM, y en otros casos, como el de BMW, se utilizan motores BLDC.



## 4.2 Fundamento teórico del funcionamiento de los IPMSM

El motor de imanes permanentes de corriente alterna se compone principalmente de un estator con bobinas que generan el campo magnético y de un rotor en el que se encuentran los imanes permanentes.

El funcionamiento de estos motores se basa en la creación de un campo magnético generado por la circulación de corriente alterna por las bobinas del estator del motor, que hacen que el rotor gire orientándose hacia el campo exterior.

Los motores de imanes permanentes de corriente alterna son controlados mediante control vectorial del flujo magnético, en el cual se controla la orientación del campo magnético (FOC). Así, el método de análisis matemático más utilizado en el control de motores trifásicos de imanes permanentes es el que consiste en controlar las corrientes del estator mediante un vector. Dicho control transforma el sistema de corrientes trifásico en el sistema de coordenadas de corrientes d-q. Para ello, se realiza el control sobre el vector y de este modo, se puede realizar de forma más ajustada el control tanto en estado estacionario como en transitorio.

Mediante las coordenadas d-q se realizan los cálculos del análisis del motor, en los que se emplean las siguientes ecuaciones:

- Ecuación de voltaje.

$$\begin{cases} u_d = p\psi_d - \psi_q\omega + R_s i_d \\ u_q = p\psi_q - \psi_d\omega + R_s i_q \end{cases} \quad (46)$$

- Ecuación del flujo magnético en el estator.

$$\begin{cases} \psi_d = L_d i_d + \psi_r \\ \psi_q = L_q i_q \end{cases} \quad (47)$$

- Ecuación del torque electromagnético.

$$T_e = p(i_q \psi_d - i_d \psi_q) \quad (48)$$

- Ecuación del movimiento mecánico.

$$\frac{I}{p} \cdot \frac{d\omega}{dt} = T_e - T_L \quad (49)$$

Donde  $u_d$  y  $u_q$  hacen referencia a los voltajes de control referidos a cada eje;  $i_d$  y  $i_q$  son las corrientes en el estator;  $\psi_d$  y  $\psi_q$  son los flujos magnéticos generados en el estator;  $L_d$  y  $L_q$  son las inductancias de las bobinas;  $R_s$  es la resistencia de la armadura;  $\psi_r$  es el flujo creado por los imanes permanentes del rotor;  $T_e$  y  $T_L$  son el torque electromagnético y el de la carga aplicada,

respectivamente;  $I$  es el momento de inercia del rotor;  $p$  es el número de pares de polos del motor y  $\omega$  es la velocidad angular.

Cabe mencionar que el control de la potencia entregada se realiza mediante el sistema de control de modulación del ancho de banda de los pulsos (PWM). En este sistema se controla el tiempo en el que se entrega energía por cada ciclo, que viene determinado por el parámetro del Duty. De esta forma, el conjunto de sistemas empleados para el control acaba por recibir el nombre de SVPWM, con el cual se consigue una gran precisión de funcionamiento del motor y un alto rendimiento.

Por otra parte, los sistemas descritos en el presente capítulo son simplificados en el modelo de simulación por cuestiones de practicidad. Así, el sistema de control y el funcionamiento del motor se encuentran realizados de un modo más simple pero responden coherentemente a las ecuaciones y sistemas descritos. [7] [8]

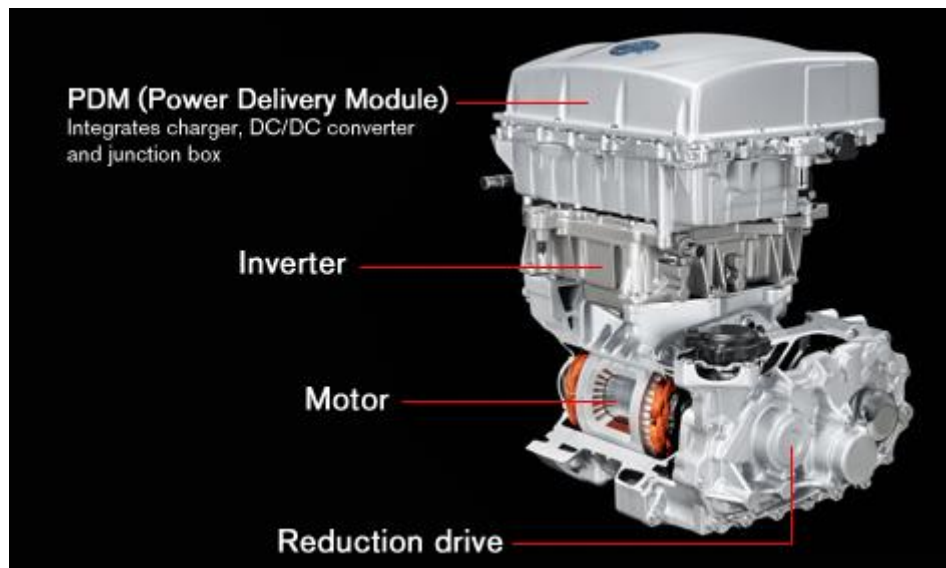
### 4.3 Alimentación de los motores

Los motores IPMSM empleados en vehículos como el que se estudia, se alimentan a partir de corrientes alternas trifásicas. Puesto que la corriente se encuentra almacenada en baterías, se debe proceder a una subida de tensión y a la transformación de corriente continua a alterna, de manera que no se tengan pérdidas significativas en este proceso. En el presente apartado se describen de forma breve los elementos que intervienen en este proceso junto a su función.

Las baterías están constituidas por celdas, y emiten corriente con una tensión continua de valor prácticamente constante. Este voltaje se ha de elevar con el fin de adaptarlo a la tensión requerida en el uso, proceso que se realiza mediante un convertidor Boost DC/DC. Este elemento se sitúa justo a la salida de las baterías y entrega una corriente hacia los inversores de cada motor.

Los inversores de corriente se hayan en el circuito de corriente justo antes de cada motor y transforman la corriente de continua a corriente altera trifásica, la cual controlan en función de la cantidad que los sistemas de control decidan entregar a cada motor.

Seguidamente, se muestra la ilustración real que cuenta con los distintos componentes descritos junto al motor del vehículo Nissan Leaf.



*Ilustración 16. Sistemas de control y alimentación junto al motor eléctrico*

Fuente: [9]

Debido a las características tan positivas de eficiencia y precisión en el control de las que disponen los motores de imanes permanentes, se ha podido verificar como correcta la decisión de incorporar todos los sistemas descritos al vehículo del modelo.



# Capítulo 5. Caracterización del modelo creado en Matlab-Simulink

## 5.1 Introducción al software de Matlab-Simulink

El modelo de simulación se ha creado en el entorno de programación visual Simulink. En el modelo, se forman sistemas de diagramas de bloques, a los que se ha pretendido que actúen representando en cierta medida las realidades físicas. Por lo tanto, los sistemas a implementar conllevan un cierto grado de abstracción. Para su creación, se han aprovechado como bases algunos bloques pertenecientes a un modelo que representa la conducción de un Nissan Leaf y de otro modelo que representa el funcionamiento de un sistema ABS.

Las ilustraciones del conjunto de bloques descritos en el presente capítulo son mostradas e identificadas en el *Anexo I*, con el fin de aclarar su disposición física en el modelo.

## 5.2 Descripción de los elementos del modelo de simulación

En este apartado se hace la descripción de forma detallada de los distintos elementos que forman el modelo definitivo de simulación, el cual cuenta con la introducción del deslizamiento entre las ruedas y el suelo.

### 5.2.1 Conductor

El conductor introducido en el simulador es en esencia un sistema de control PI, el cual se dedica a regular la velocidad a la que se circula, siempre siguiendo un ciclo de velocidades de consigna que es decidido previamente al inicio de cada simulación. El conductor cuenta con un conjunto de limitaciones para conseguir hacer más realista su actuación y envía al diferencial electrónico la señal de intensidad de corriente que desea, que hace referencia al pedal de aceleración o freno que deben recibir los motores. Además, cuenta con el control del volante, que sigue un ciclo de ángulos de giro, y que se dedica a enviar a cada instante una señal directa al sistema diferencial electrónico para poder controlar las ruedas.



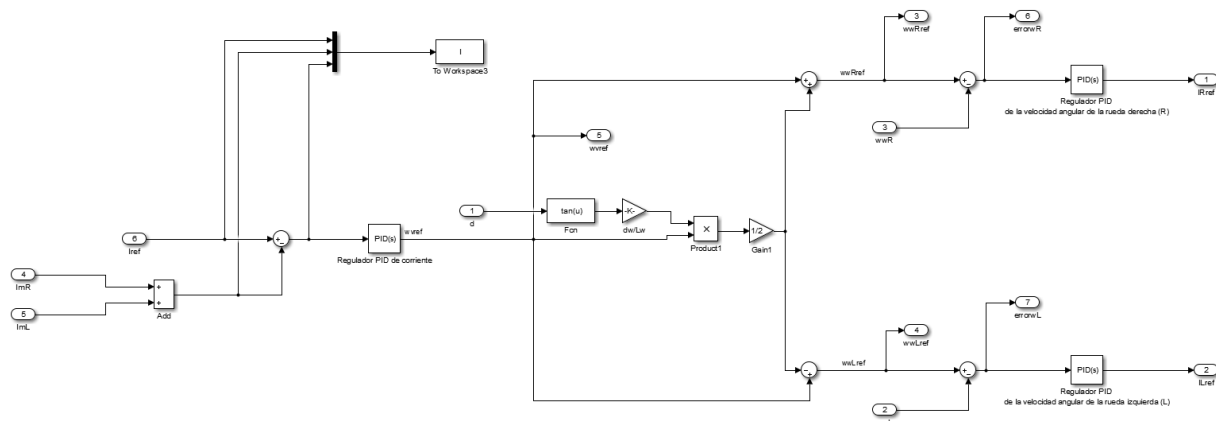


Ilustración 18. Diferencial electrónico completo

Fuente: Propia

Se muestran a continuación los dos tipos de lazos de control por separado a fin de que se puedan visualizar mejor sus elementos.

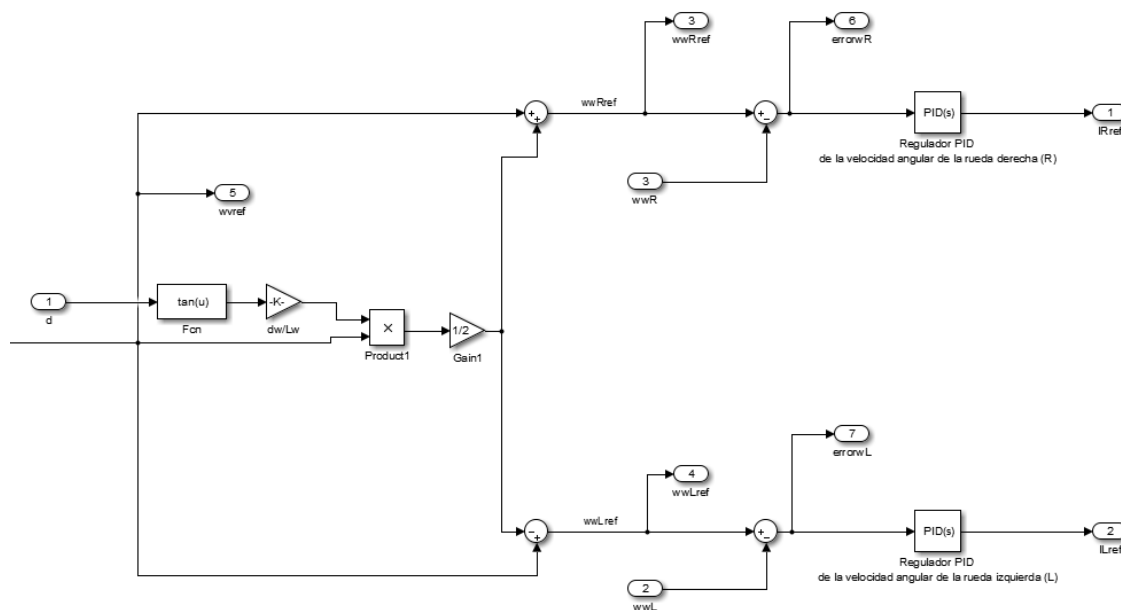


Ilustración 19. Detalle de los lazos de control de velocidad angular del diferencial

Fuente: Propia

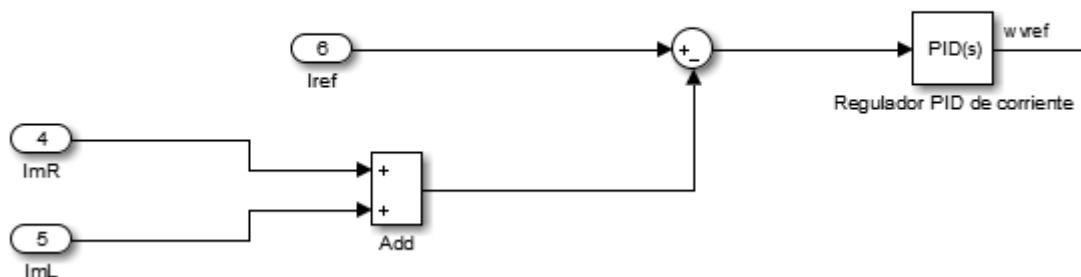


Ilustración 20. Detalle del lazo de control de la corriente

Fuente: Propia

### 5.2.3 Baterías, convertidores de corriente y motor

Las baterías introducidas en el modelo de simulación son de carácter simple y su principal cometido es el de entregar al convertidor DC/DC un valor de voltaje constante. A medida que transcurre el tiempo de simulación, se va midiendo la cantidad de carga que queda en ellas a partir de la corriente que se va consumiendo, hasta que llegan a agotarse totalmente. A la salida de las baterías se encuentra el convertidor DC/DC Boost, cuya utilidad es la de elevar la tensión de 300V a 500V.

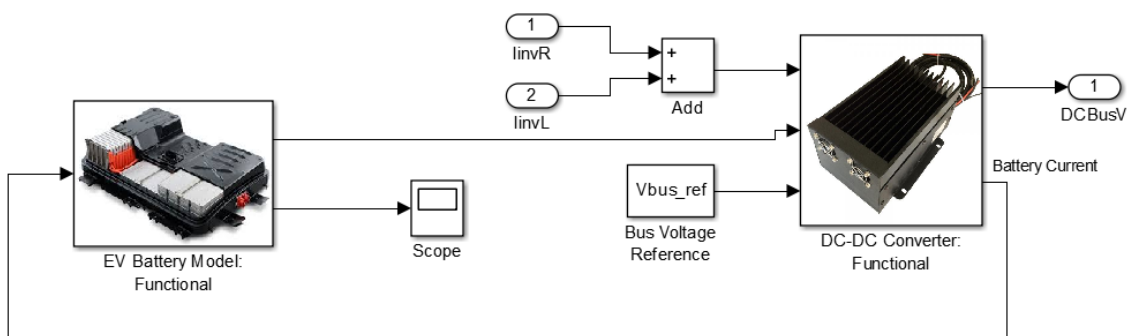


Ilustración 21. Baterías y convertidor DC/DC

Fuente: Propia

La tensión continua entregada por el convertidor DC/DC Boost llega a los inversores de corriente de cada motor. Éstos transforman la corriente en trifásica, en la que cada fase se encuentra desfasada 120° respecto a la anterior y se entrega al motor correspondiente.

Los motores eléctricos están creados de tal manera que se simula la actuación de las corrientes trifásicas sobre el bobinado y el campo magnético generado por éstas, que interacciona con el de los imanes permanentes del rotor.



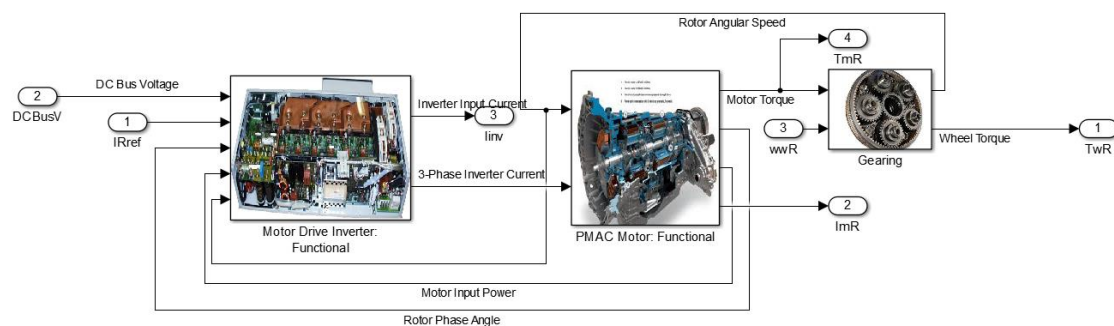


Ilustración 22. Inversor junto al motor y los engranajes

Fuente: Propia

Todos los cálculos realizados por el motor y los convertidores de corriente se realizan de forma simplificada, tal y como se comentó en el capítulo anterior.

#### 5.2.4 Contacto de las ruedas traseras con el suelo

El modelo cuenta con dos bloques que simulan el comportamiento de cada una de las ruedas traseras al entrar en contacto con el pavimento. En cada uno de ellos se pueden destacar cinco secciones y bloques con funciones especialmente definidas:

- 1- Bloque de cálculo del deslizamiento relativo entre el suelo y el neumático.
- 2- Bloque de determinación del coeficiente de fricción mediante el uso de la *Magic Formula* a partir del deslizamiento y las constantes que determinan el tipo de suelo.
- 3- Determinación de la acción (aceleración/frenado/rodadura libre) de la rueda en cada instante.
- 4- Cálculo de la fuerza de tracción/frenado o rodadura libre de la rueda en concreto.
- 5- Cálculo de la velocidad angular a la que circula la rueda.

A continuación se muestran los bloques y se describe su cometido.

- 1- En el bloque que determina el deslizamiento en cada instante de tiempo, se ha determinado la realización del cálculo de la siguiente forma:

$$s = \frac{|v - \omega \cdot r|}{\max(v, \omega \cdot r)} \quad (50)$$

La decisión de usar el valor máximo de los dos se debe a que el valor es diferente según si se encuentra frenando o acelerando, ya que en el primer caso, la velocidad más grande es la de traslación, mientras que en el segundo, la más grande es la de rotación de la rueda. Por esta misma razón, para obtener siempre un deslizamiento positivo, se ha tomado que la diferencia entre ambos sea siempre positiva, empleando valor absoluto.

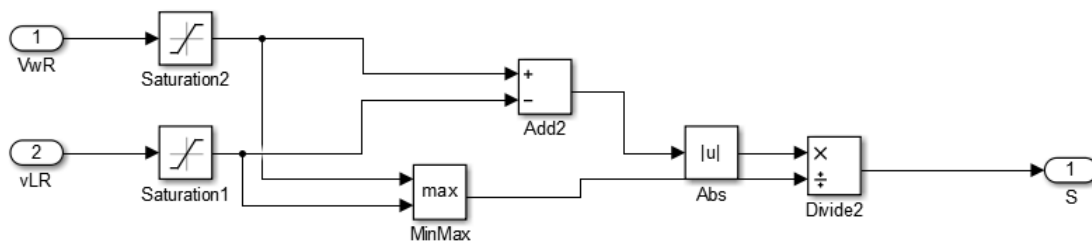


Ilustración 23. Esquema del cálculo del deslizamiento

Fuente: Propia

- 2- El bloque que determina el coeficiente de fricción viene determinado por el deslizamiento calculado previamente y las constantes de la *Magic Formula*. Su esquema en el modelo es el siguiente:

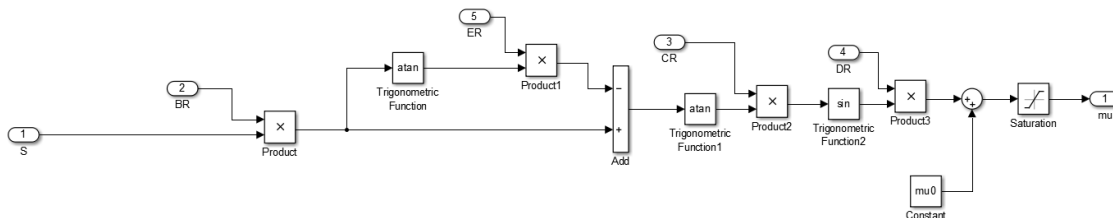


Ilustración 24. Bloques para el cálculo del coeficiente de fricción de una rueda

Fuente: Propia

- 3- Para determinar la acción que realiza la rueda sobre el suelo, se emplean los siguientes bloques de selección, cuya utilidad se explica más adelante en orden descendiente respecto a su posición en la ilustración.

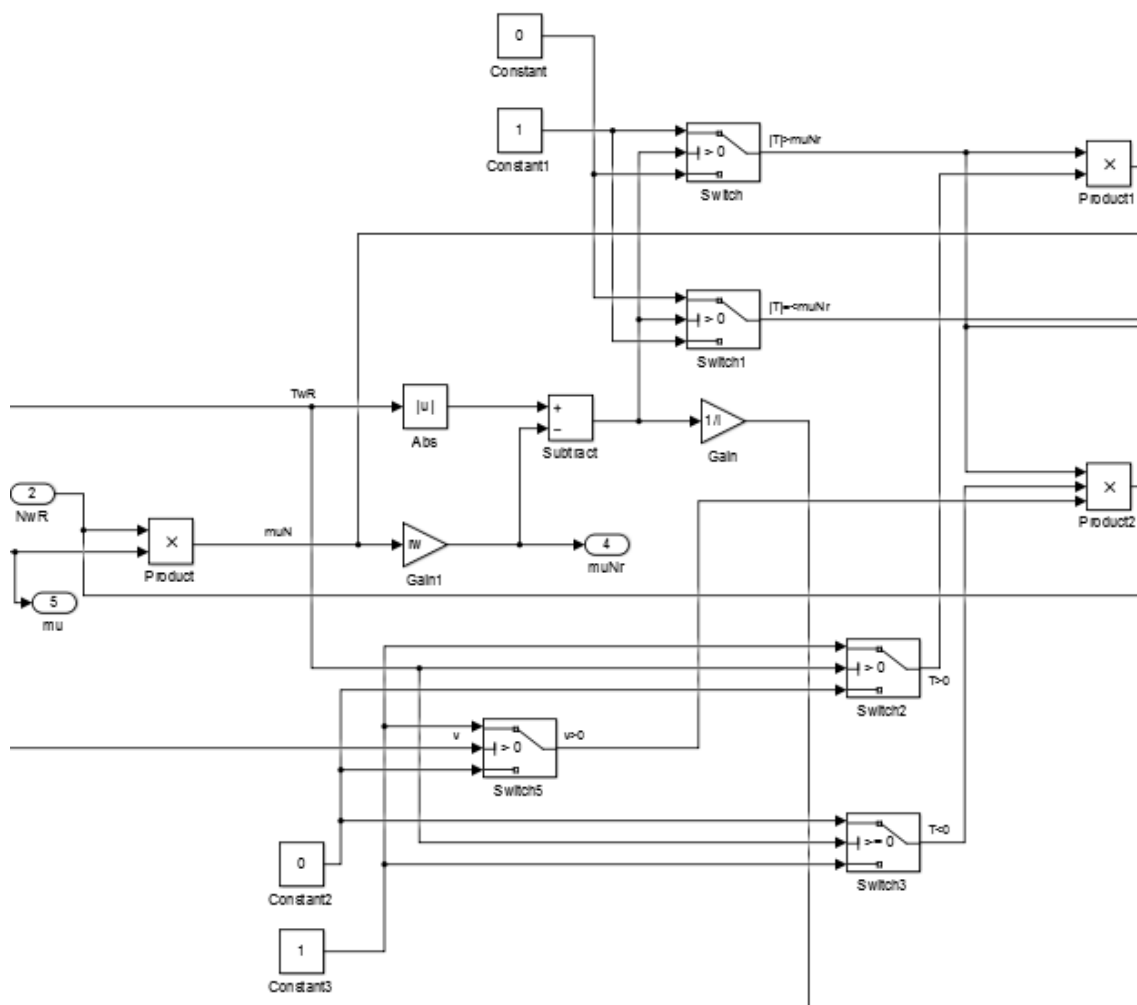


Ilustración 25. Esquema del sistema de selección de la acción de la rueda

Fuente: Propia

En la parte superior del esquema se comprueba que el torque aplicado sea de valor absoluto mayor al par producido por el suelo, de tal manera que así se permita activar la actuación de la respectiva fuerza (positiva o negativa) y la aceleración angular de la rueda. En caso contrario, este interruptor desactiva estas acciones, dando un valor de cero. El segundo interruptor hace la comprobación inversa, de tal manera que activa la situación en la que existe rodadura libre y entregando una señal para resetear el valor de la velocidad angular (calculada a partir la integración de la aceleración angular). Este último cálculo se explica con mayor precisión en el punto 5.

Los siguientes interruptores comprueban si el par aplicado es positivo o negativo, de tal manera que activan o desactivan las ecuaciones de la fuerza y las de la aceleración angular pertinentes.

Finalmente, se realiza la comprobación de la velocidad lineal a la que funciona la rueda en cuestión, si esta fuera igual o inferior a cero, se desactivarían la fuerza y aceleración angular negativas. De este modo, se consigue que no se vaya el vehículo hacia atrás.

- 4- Para el cálculo de las fuerzas producidas por la rueda se han introducido los siguientes bloques:

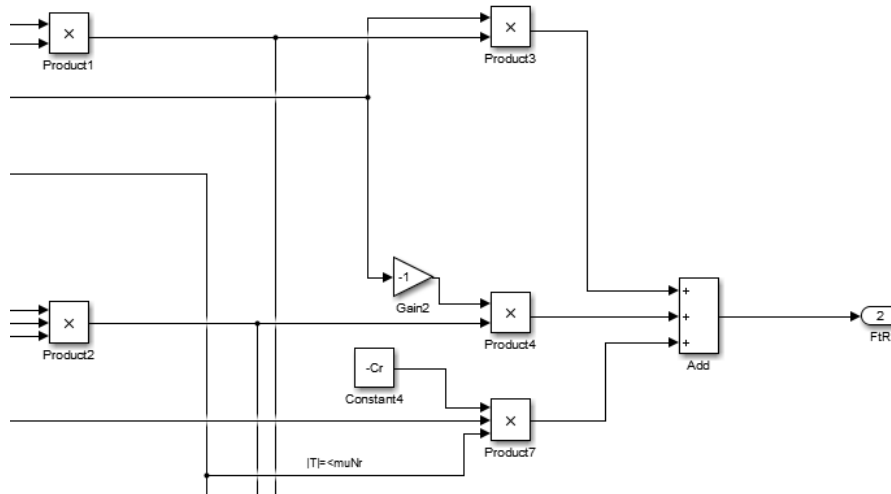


Ilustración 26. Bloques para el cálculo de las fuerzas

Fuente: Propia

En la ilustración se puede ver cómo, partiendo del esquema anterior de la activación se calcula la fuerza en cada caso. Para las dos primeras opciones, la fuerza se determina a partir del valor absoluto de la fuerza normal que actúa sobre la rueda por el coeficiente de fricción que tiene en el instante en el que se encuentra.

$$F = \mu N \quad (51)$$

Cuando se activa el primer caso, se da el valor directamente, mientras que para el segundo, el valor pasa a ser negativo.

Por otra parte, cuando se trata de rodadura libre, se activa la tercera opción, en la que el valor que se entrega a la salida de fuerza producida sobre el suelo es:

$$F = -C_r N \quad (52)$$

- 5- Para calcular la velocidad angular a la que circula la rueda se introducen los bloques que siguen.

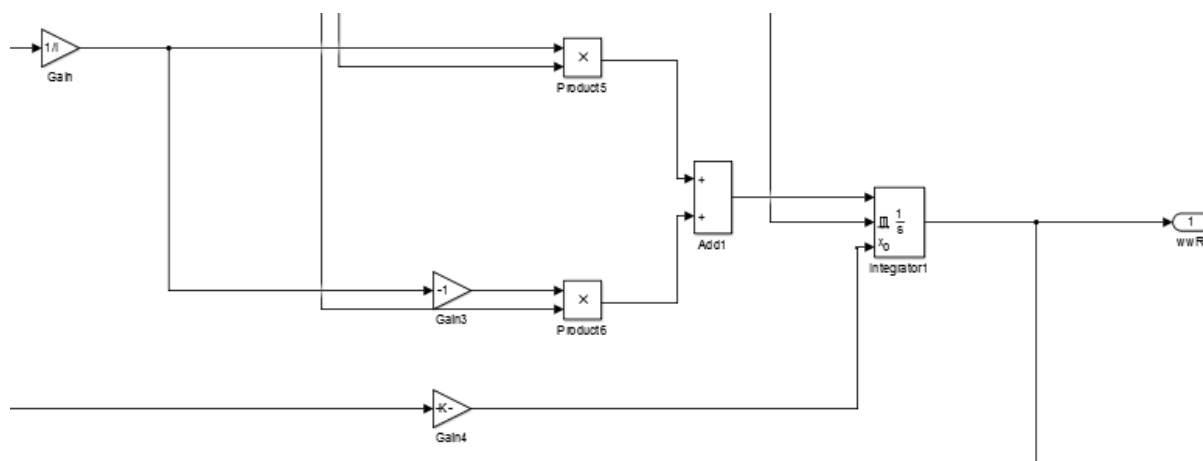


Ilustración 27. Esquema del cálculo de velocidades angulares de una rueda

Fuente: Propia

En este esquema se procede con las mismas entradas de activación que en la del caso de las fuerzas. Así, se emplea la siguiente ecuación que equivale al valor absoluto de la aceleración angular:

$$\frac{d\omega}{dt} = \frac{|F| - \mu N}{I} \quad (53)$$

Análogamente al caso de las fuerzas, cuando es activado el caso positivo, se mantiene el signo, mientras que cuando es negativo se invierte.

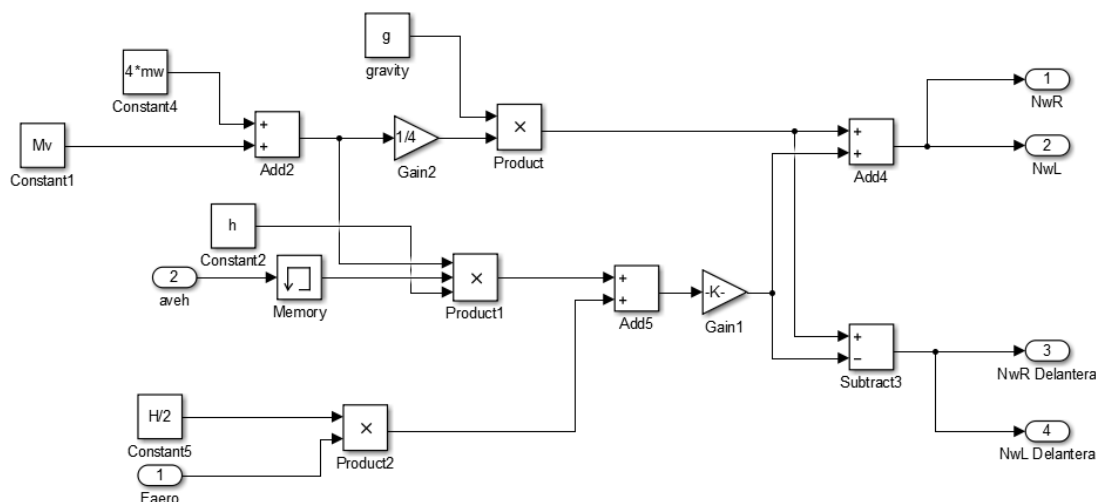
Para el caso en el que se activa el estado de rodadura libre, el integrador recibe una señal que resetea el valor de la integral de velocidad angular, tomando como valor inicial el de la velocidad lineal asociada a la rueda dividida por el radio de ésta. Mediante este procedimiento se consigue en un breve periodo de tiempo que la rueda pase a tener un estado de deslizamiento nulo, ya que en dicha situación en la que se encuentra no hay un par de fuerzas del motor que consiga producir tensiones de tracción de la rueda (de avance o frenado). El *reset* se produce cuando el valor de su entrada se mantiene en estado 1. La comprobación de su funcionamiento puede ser observada en el *Anexo III*.

### 5.2.5 Dinámica del conjunto del vehículo

El bloque que representa la dinámica del vehículo fundamentalmente pretende el cálculo de la velocidad del mismo. Para ello, existen los siguientes apartados internos con funciones bien diferenciadas:

- 1- Determinación de las fuerzas normales de cada rueda.
- 2- Cálculo de las fuerzas de resistencia al avance tanto aerodinámica como de las ruedas delanteras.
- 3- Cálculo de la aceleración y la velocidad.
- 4- Determinación de las velocidades lineales de cada rueda.

- 1- Para la determinación de las fuerzas normales de cada rueda se han introducido los bloques pertinentes de tal manera que se calculen los valores mediante las ecuaciones deducidas en el capítulo de teoría del entorno simulado.



Fuente: Propia

2- Para el cálculo de las fuerzas aerodinámica y de rodadura de las ruedas delanteras se emplean los siguientes bloques:

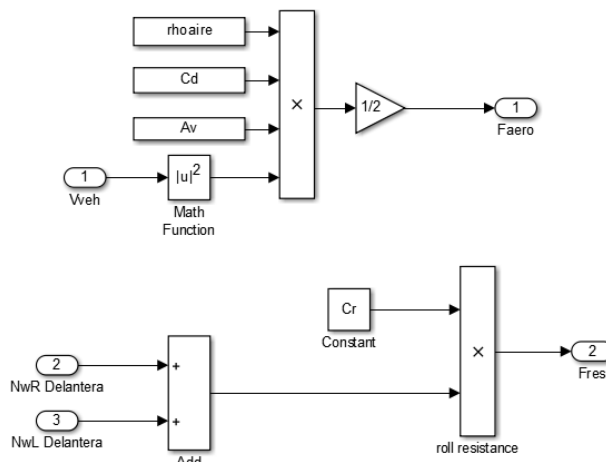


Ilustración 29. Diagrama del cálculo de fuerzas resistivas

Fuente: Propia

El cálculo llevado a cabo para determinar la fuerza aerodinámica emplea la realimentación del valor de la velocidad lineal del vehículo en el instante en el que se encuentra.

Para la determinación de las fuerzas de resistencia a la rodadura que producen ambas ruedas delanteras se emplean sus fuerzas normales, calculadas en el bloque anteriormente descrito y multiplicando éstas por el coeficiente de resistencia a la rodadura, cuyo valor ha sido tomado como constante.

- 3- En la realización del cálculo de la aceleración y la velocidad se realiza el sumatorio de fuerzas horizontales que actúan sobre el vehículo divididas por la masa total de éste. Seguidamente se integra el valor por el tiempo, lo que lleva a la obtención de la velocidad.

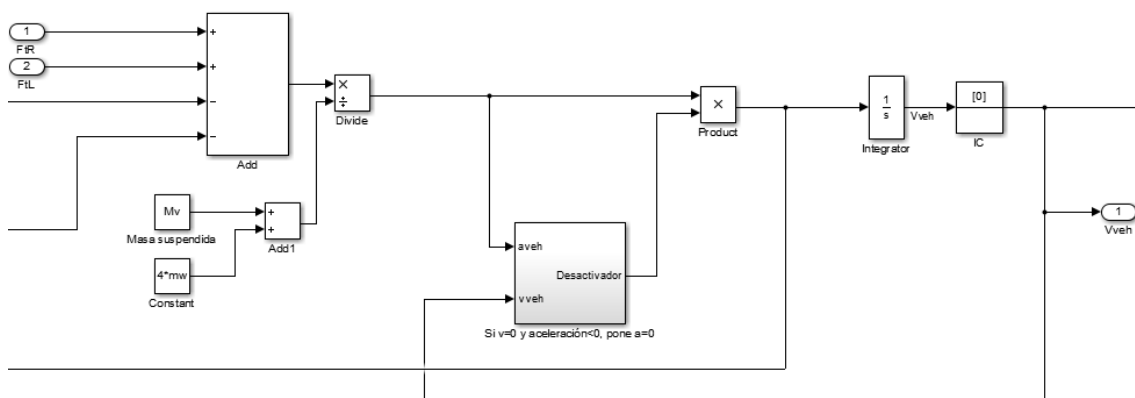


Ilustración 30. Cálculo de la aceleración y la velocidad del vehículo

Fuente: Propia

Observando el diagrama, se muestran a la entrada las fuerzas de tracción (las dos superiores) y las fuerzas aerodinámica y de resistencia a la rodadura libre (las dos inferiores), las cuales representan el balance de fuerzas. Cabe destacar en esta sección, la necesidad de introducir un elemento de control que impida que el coche se vaya hacia atrás cuando éste se encuentra parado y las fuerzas de avance no son lo suficientemente grandes como para hacerlo avanzar. De lo contrario, se produciría una actuación del simulador que no reflejaría coherentemente la física, ya que las fuerzas resistivas de rodadura solo actúan como consecuencia de un movimiento. El elemento introducido para evitar que esto suceda es el bloque desactivador, el cual entrega un valor de cero a la multiplicación cuando se da la circunstancia descrita. El interior de dicho bloque es de la siguiente manera:

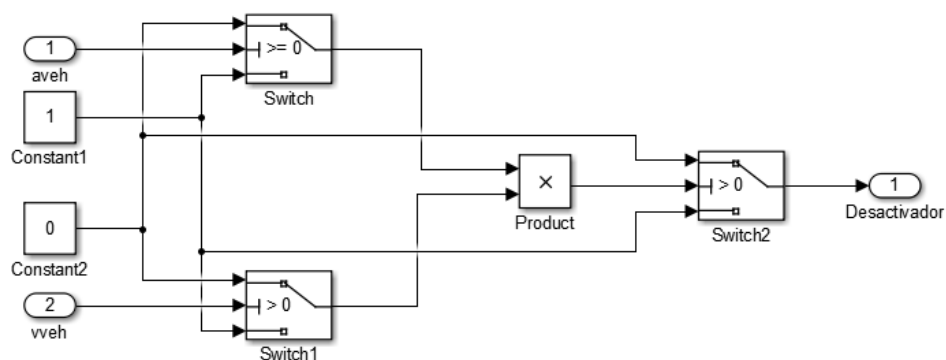


Ilustración 31. Funcionamiento del bloque desactivador

Fuente: Propia

- 4- En la determinación de las velocidades lineales de cada rueda se realiza el mismo cálculo que el que se hizo para las velocidades angulares en el diferencial electrónico. De esta manera se consigue adaptar la velocidad obtenida del vehículo a la lineal que percibe cada rueda trasera por separado. Esta información es importante para el correcto cálculo del deslizamiento que está teniendo cada una de las ruedas.



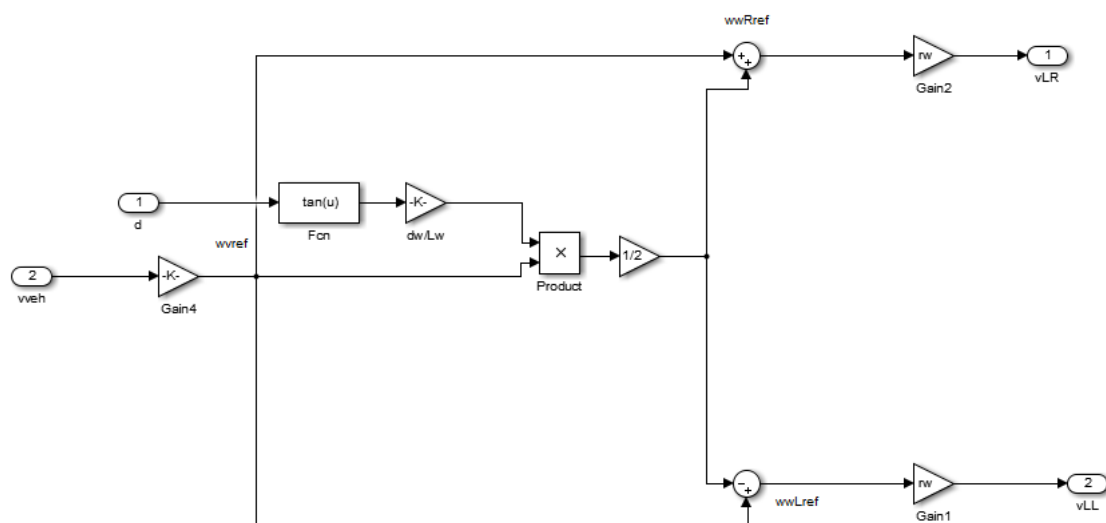


Ilustración 32. Cálculo de las velocidades lineales de cada rueda trasera

Fuente: Propia

### 5.3 Determinación de las especificaciones básicas del vehículo

El modelo de vehículo que se ha escogido para realizar el estudio de la simulación para la implantación del diferencial electrónico es el Tesla Model S. La elección de dicho modelo viene mayormente determinada por tratarse de un referente de gran importancia en el sector de los automóviles eléctricos.

Dentro de las distintas configuraciones que ofrece la marca en cuanto a disposición de los motores y tracción, se ha escogido la que cuenta con tracción trasera, ya que el proyecto se basa en la creación de un modelo de un diferencial electrónico en el tren trasero del vehículo. De este modo, se introducen dos motores que entregan juntos pares motores máximos similares a los tiene el respectivo motor Tesla. Estos motores provienen de un modelo que simula el automóvil Nissan Leaf, el cual funciona con motores de imanes permanentes tal y como se comentó en el capítulo de motores eléctricos y alimentación.

Se han seleccionado los parámetros necesarios para ser introducidos en el modelo realizado en Simulink, con el objetivo de que el sistema a implantar se encuentre en las condiciones más fieles a la realidad del vehículo. A continuación, se muestran los datos tabulados, mostrando de forma separada los provenientes de los dos vehículos reales y los definitivos del modelo:

Tabla 1. Características principales de los vehículos en los que se basa el simulador

Fuente: [9] [10]

Vehículos en los que se basa el simulador		
	Tesla Model S	Nissan Leaf
Número de motores	1	1
Potencia máxima [kW]	283	80
Torque máximo [N·m]	440	280
Máximas revoluciones del motor [rpm]	7261	10390
Velocidad base [rpm]	22,35	14,30
Masa [kg]	2108	1474
Área frontal estimada [m <sup>2</sup> ]	2,62	2,75
Coefficiente de fricción aerodinámico	0,24	0,29
Capacidad de las baterías [kW·h]	85	24
Radio de las ruedas [m]	0,286	0,250
Masa de cada rueda [kg]	18	17
Relación de transmisión	9,73:1	7,94:1
Altura del centro de masas [m]	0,457	0,543
Altura del vehículo [m]	1,435	1,550
Batalla [m]	2,959	2,700
Distancia entre ruedas [m]	1.699	1,770

Tabla 2. Características principales del vehículo de la simulación

Fuente: [9] [10]

Vehículo de la simulación	
Tesla Model S con motores de Nissan Leaf	
Número de motores	2
Potencia máxima [kW]	160
Torque máximo [N·m]	560
Máximas revoluciones del motor [rpm]	10390
Velocidad base [rpm]	14,30
Masa [kg]	2108
Área frontal estimada [m <sup>2</sup> ]	2,62
Coeficiente de fricción aerodinámico	0,24
Capacidad de las baterías [kW·h]	85
Radio de las ruedas [m]	0,286
Masa de cada rueda [kg]	18
Relación de transmisión	7,94:1
Altura del centro de masas [m]	0,457
Altura del vehículo [m]	1,435
Batalla [m]	2,959
Distancia entre ruedas [m]	1,699

Estos valores son introducidos en un archivo de Matlab que recoge todos los valores de constantes y parámetros necesarios para el correcto funcionamiento del modelo de Simulink.



# Capítulo 6. Control y ajuste del modelo del diferencial

## 6.1 Introducción

En este capítulo se muestra la teoría de control de reguladores PID y el procedimiento llevado a cabo para conseguir que el diferencial electrónico responda correctamente en todo tipo de condiciones de trabajo.

Inicialmente se procedió al ajuste de un sistema más simple, el cual no cuenta con la existencia de deslizamiento en las ruedas motrices, con el objetivo de hacer una primera aproximación en la sintonización de los sistemas PID. Más adelante, se realizó el ajuste con el modelo totalmente completo.

Finalmente se muestran los resultados de las pruebas realizadas para evaluar las sintonizaciones realizadas en ambos modelos.

## 6.2 Teoría de control PID y ajuste

El diferencial electrónico basa su funcionamiento en un sistema de control por realimentación de las señales. En concreto, se trata de la realización de controles PID, en los cuales mediante el tratamiento del error entre las señales de consigna y las reales, se pretende reducir la diferencia entre ambas señales en el menor tiempo posible y tratando de obtener estabilidad en la respuesta en todo momento. Por lo tanto, en este apartado se explica la influencia que tiene cada componente (Proporcional, Integral y Derivativa) en la acción de control sobre la respuesta y qué métodos se emplean para ajustar los valores de las constantes de cada componente.

### 6.2.1 Efecto de las acciones PID

La acción proporcional consiste en el producto del error por la constante proporcional para conseguir que en estado estacionario se aproxime a valor cero. A medida que se emplean valores más grandes de la constante proporcional el sistema responde con mayor velocidad de respuesta ante los cambios. Sin embargo, para la componente proporcional existe un valor límite máximo en el que se empieza a desestabilizar la respuesta del sistema y se producen oscilaciones, situación que no interesa que ocurra.

Se define con la siguiente expresión:

$$P = K_p \cdot e(t) \quad (54)$$

La acción integral tiene como objetivo reducir el error en estado estacionario provocado por la acción proporcional. Así, el control integral actúa cuando hay una desviación entre la respuesta y la consigna, integrando el error existente en función del tiempo, multiplicándolo por la constante de integración y sumándolo a la respuesta. De esta manera, su propósito es el de amortiguar en estado estacionario las variaciones repentinas causadas por la acción proporcional, consiguiendo así estabilidad en el sistema. Sin embargo, valores muy altos de la constante de integración pueden propiciar inestabilidad.

Se define con la siguiente expresión:

$$I = K_i \cdot \int_0^t e(t) dt \quad (55)$$

La acción derivativa actúa solamente cuando hay un cambio en el valor absoluto del error. Su función es la de mantener un error mínimo mediante una corrección de forma proporcional a la misma velocidad a la que se produce éste, evitando así que se incremente. De este modo, el sistema deriva el error respecto al tiempo y lo multiplica por la respectiva constante. Por otra parte, esta acción es muy sensible al ruido, hecho que puede generar grandes variaciones en la respuesta a causa de pequeñas variaciones en el error.

Se define con la siguiente expresión:

$$D = K_d \cdot \frac{de}{dt} \quad (56)$$

### 6.2.2 Método de sintonización

El ajuste de los valores de las constantes  $K_p$ ,  $K_i$  y  $K_d$  se puede realizar mediante dos tipos de métodos de sintonización para obtener valores cercanos a los óptimos del sistema: métodos de lazo abierto y métodos de lazo cerrado. En los de lazo abierto se realiza el testeo mediante un sistema sin realimentación, siendo aplicada una entrada de escalón y así conseguir los valores de las constantes del PID. Por otra parte, en los métodos de lazo cerrado se obtienen los valores de las constantes utilizando la realimentación de la señal obtenida y haciendo oscilar la respuesta ante la entrada de una señal de consigna de escalón.

En el modelo, la sintonización de los dos tipos de controles PID mediante lazo abierto plantea dificultades debido a las dependencias entre los controladores y por ello se descarta. Por otra parte, se pretendía emplear el método de Ziegler-Nichols de lazo cerrado, pero ante el hecho de que existe deslizamiento en las ruedas, no se pudo producir las oscilaciones sostenidas que se

requieren. Además, una vez ajustados los PID de velocidades angulares, la sintonización de los PID se vuelve más compleja cuando se pasa a controlar el PID de corriente, ya que la respuesta del primero es la referencia de los dos siguientes. Por todas estas razones, se ha optado por la sintonización mediante proceso empírico, el cual se explica en el siguiente apartado.

### 6.3 Sintonización del modelo

Se procede inicialmente aplicando una señal de referencia constante de velocidad angular y se ajusta el valor de la acción proporcional de los controladores más internos (los de velocidad angular), y a continuación, el integral y diferencial de los mismos. Seguidamente, se introduce una señal variable en la dirección del volante con el objetivo de mejorar el ajuste inicial.

Una vez hecha esta primera aproximación, se añade la realimentación de corriente y se procede de la misma manera con el ajuste del PID de control de corriente, pero aplicando como señal de consigna un valor constante de corriente. Seguidamente, se vuelve a añadir una señal de volante variable y se reajustan todos los PID. A continuación, a esta situación se le añaden distintos tipos de suelo, de manera que se pueda reajustar el PID de corriente.

Llegados a este punto, ya están listos para que se introduzca el conductor, el cual entrega una señal de referencia al PID de corriente en función de la velocidad de consigna y a la que se circula. Por consiguiente, se procede a la última sintonización de los PID, introduciendo consignas de velocidad y dirección en los distintos casos de suelos. Se debe recordar que para ello hay que realizar cambios en el comportamiento del conductor.

Se debe mencionar que en la sintonización del modelo en el que no se cuenta con la existencia de deslizamiento, se aplican pares resistivos ficticios variables, mientras que en el que se considera el deslizamiento, se introducen directamente los distintos tipos de suelos. [11]

## 6.4 Sistema sin deslizamiento

### 6.4.1 Valores obtenidos

Para el modelo de simulación que no tiene en cuenta el deslizamiento, los valores hallados para que los controladores tengan una correcta respuesta ante el medio son los mostrados en las siguientes tablas:

Tabla 3. Valores de los controladores PID de las velocidades angulares

Fuente: Propia

Valores para los controladores PID de velocidades angulares	
<b>Proporcional</b>	1,25
<b>Integral</b>	25
<b>Derivativo</b>	0

Tabla 4. Valores del controlador PID de corriente

Fuente: Propia

Valores para el controlador PID de corriente	
<b>Proporcional</b>	0,4
<b>Integral</b>	2,2
<b>Derivativo</b>	0

### 6.4.2 Comprobación de la sintonización

Una vez ajustados los valores de los controladores PID de ambas realimentaciones, se muestran los resultados obtenidos con distintas situaciones de conducción con el objetivo de comprobar que el funcionamiento es el esperado ante todo tipo de situaciones límite posibles.

Se ha considerado que una situación para poner a prueba el sistema es la de circular realizando giros bruscos de las ruedas delanteras hacia cada lado de forma frecuente, por ello, se realizan para velocidades moderadas giros de 30 grados, mientras que para velocidades altas se hacen de 15 grados.

Las gráficas que se muestran a continuación hacen referencia a parámetros que se están controlando, por lo tanto, para cada caso se da la respuesta de la intensidad y la de las velocidades angulares de cada rueda motriz junto a una referencia común para ambas. Se grafica el error con el que trabaja cada controlador PID para observar con mayor claridad si está



funcionando correctamente. En ciertos casos se introducen ilustraciones que muestran otros parámetros de importancia.

#### 6.4.2.1 Casos a velocidad constante y giros bruscos

Solamente se introduce para la primera simulación la respuesta de la velocidad lineal, con el fin de mostrar lo que el conductor puede percibir.

- 1- Caso de simulación con una velocidad constante de referencia de 60km/h (16,67m/s), para comprobar cómo se comporta el sistema ante giros muy bruscos.

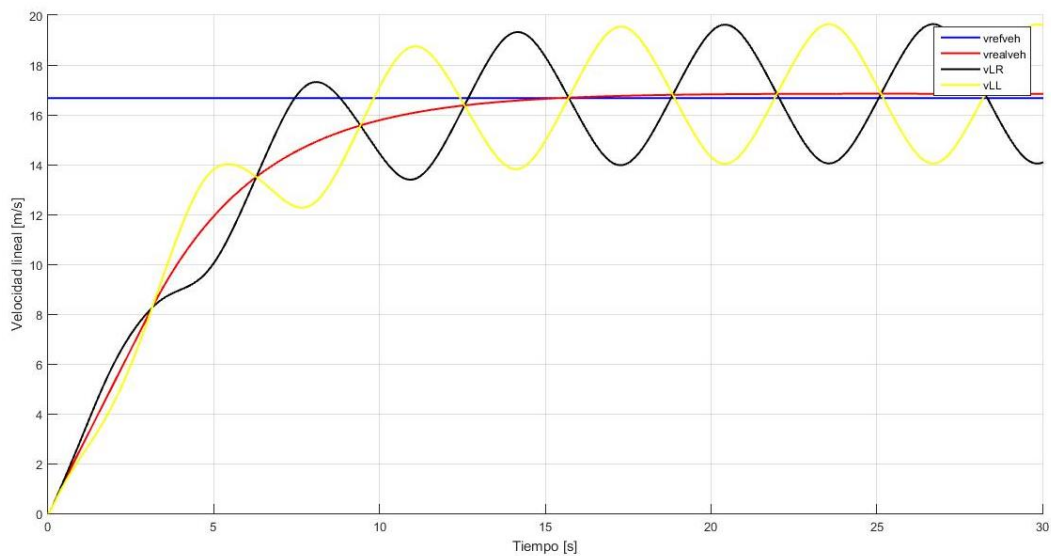


Ilustración 33. Velocidad lineal de referencia a 60km/h y reales

Fuente: Propia

Como se puede apreciar, la velocidad del vehículo alcanza la de referencia de una forma suave a pesar de que las velocidades de las ruedas sean oscilantes debido los giros bruscos, de manera que se puede tomar como una respuesta correcta del sistema.

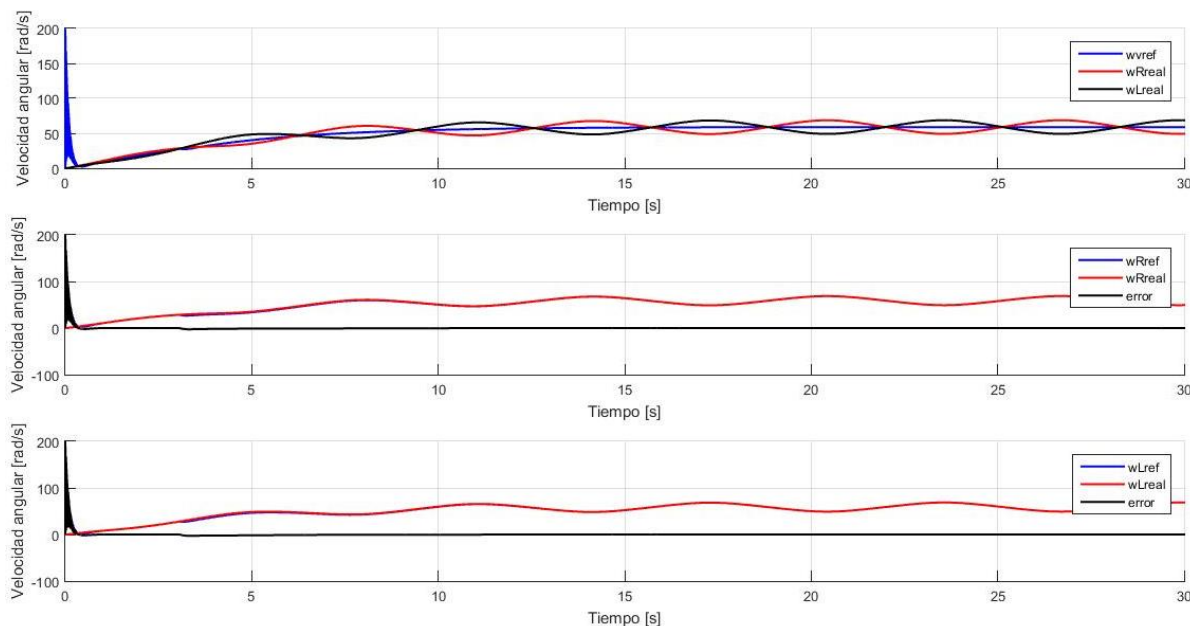


Ilustración 34. Respuesta de la velocidad angular de cada rueda con  $v_{ref}=60\text{km/h}$

Fuente: Propia

Las velocidades angulares de cada rueda motriz siguen una forma oscilante alrededor de la de referencia a causa de los giros. Se observa como el sistema trabaja correctamente, puesto que el error graficado muestra valores muy bajos, salvo en el transitorio inicial. En el transitorio existe error debido a que la señal de referencia de velocidad angular es dependiente del anterior controlador, el cual debe adaptarse a una consigna que se encuentra muy por encima ya desde el inicio.

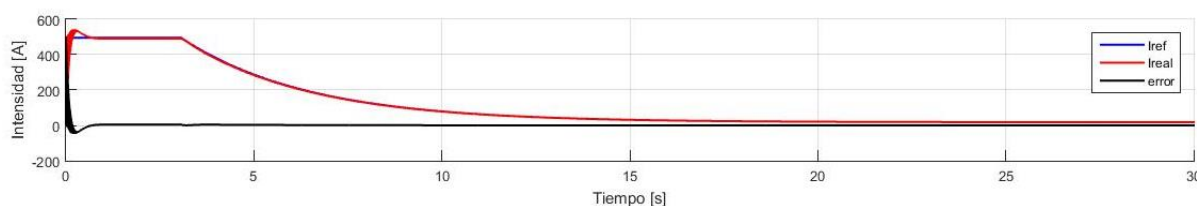


Ilustración 35. Respuesta de la intensidad con  $v_{ref}=60\text{km/h}$

Fuente: Propia

Tal y como se ha comentado, la respuesta del control de realimentación cuenta con un transitorio inicial que involucra a los que vienen después, pero una vez alcanzado el valor de consigna, se mantiene estable la respuesta y sin prácticamente error.

- 2- Caso de simulación con velocidad de consigna de  $120\text{km/h}$  ( $33,33\text{m/s}$ ), para comprobar que el sistema consigue estabilidad con rapidez con velocidades de mayor exigencia, pero giros algo menos bruscos.

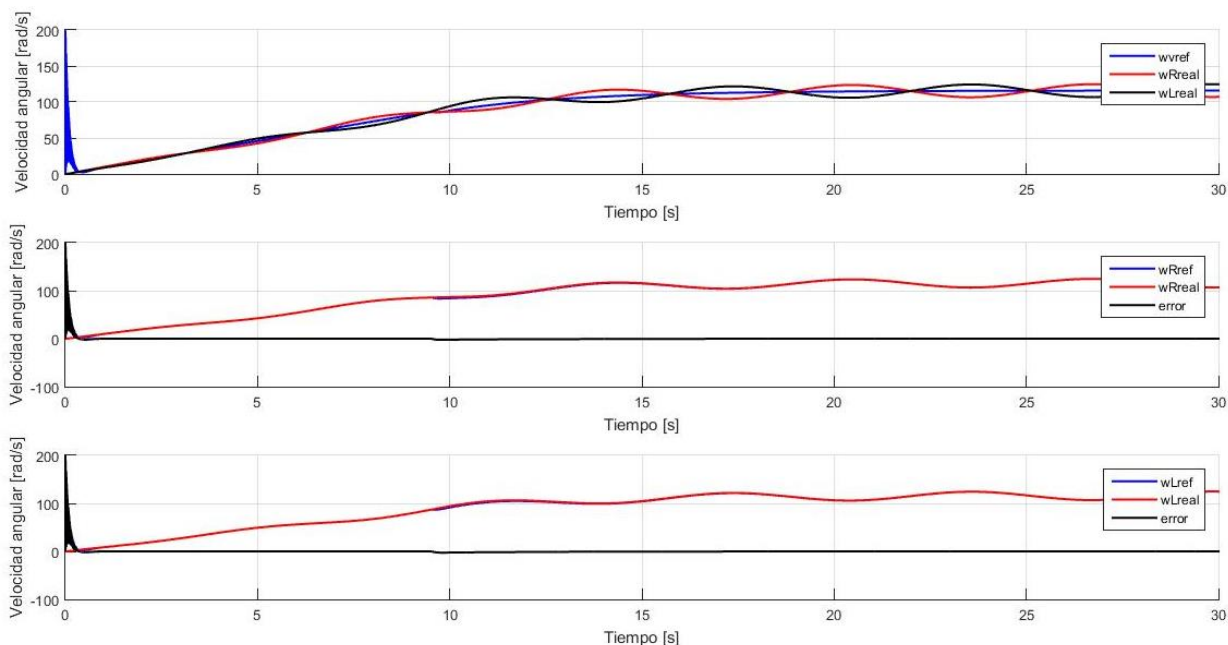


Ilustración 36. Respuesta de la velocidad angular de cada rueda con  $v_{ref}=120\text{km/h}$

Fuente: Propia

La velocidad angular actúa de forma similar al caso anterior, aunque comporta errores un poco más grandes, pero entrega una respuesta coherente y toma las curvas con precisión.

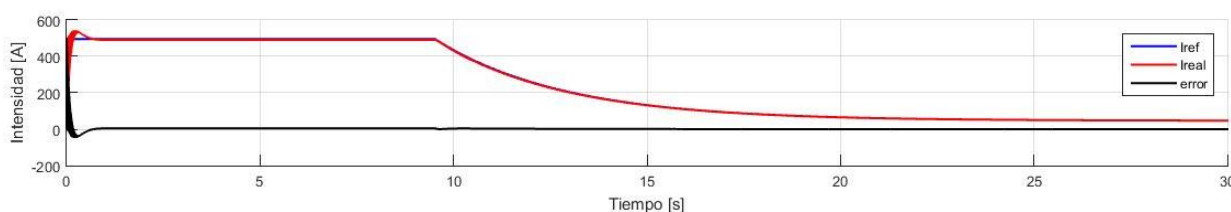


Ilustración 37. Respuesta de la intensidad con  $v_{ref}=120\text{km/h}$

Fuente: Propia

La corriente se entrega de forma más prolongada que para la velocidad anterior, adaptándose a la consigna del conductor de forma correcta en todo momento, salvo el ya mencionado transitorio.

Las ilustraciones mostradas hasta el momento denotan que el control PID de velocidad angular realizado en cada rueda funciona correctamente ante giros bruscos a los que pueda ser sometido el vehículo. Para comprobar que el controlador PID se ajusta correctamente, se debe proceder a la aplicación de pares resistivos variables.

#### 6.4.2.2 Casos a velocidad constante, giros bruscos y pares resistivos distintos y variables en cada rueda

Se procede de manera análoga a las pruebas realizadas previamente.

- 1- Caso con velocidad de referencia constante de 60km/h y pares resistentes variables en el tiempo.

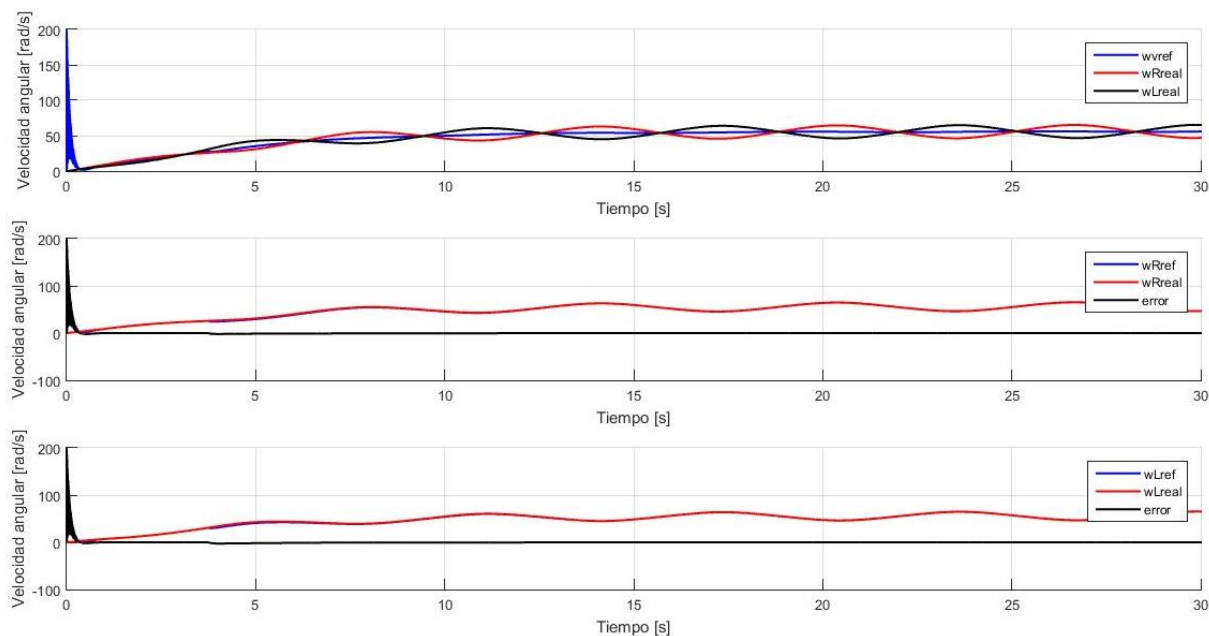


Ilustración 38. Respuesta de la velocidad angular de cada rueda con  $v_{ref}=60\text{km/h}$  con pares resistentes variables

Fuente: Propia

Como se puede apreciar, estos cambios introducidos no conllevan un aumento del error producido en los controladores de velocidad angular, ya que el controlador de corriente está actuando correctamente.

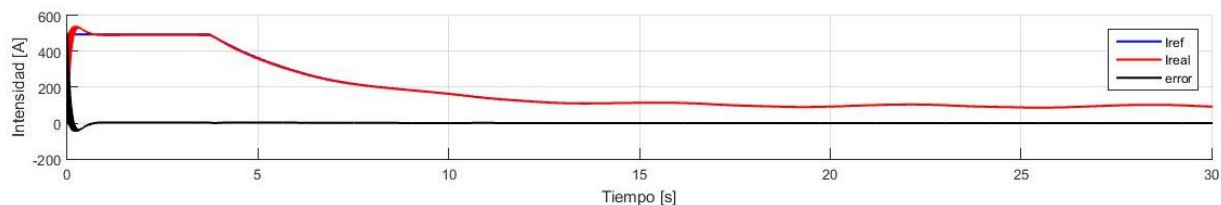


Ilustración 39. Respuesta de la intensidad con  $v_{ref}=60\text{km/h}$  y pares resistentes variables

Fuente: Propia

La corriente consumida por los dos motores está controlada correctamente a pesar de los fuertes cambios en la distribución de los pares resistivos.

A continuación se puede observar cómo se adapta el sistema para poder entregar distintos torques en las ruedas gracias al control de realimentación de la corriente sin que se hayan producido problemas de ningún tipo en las velocidades.

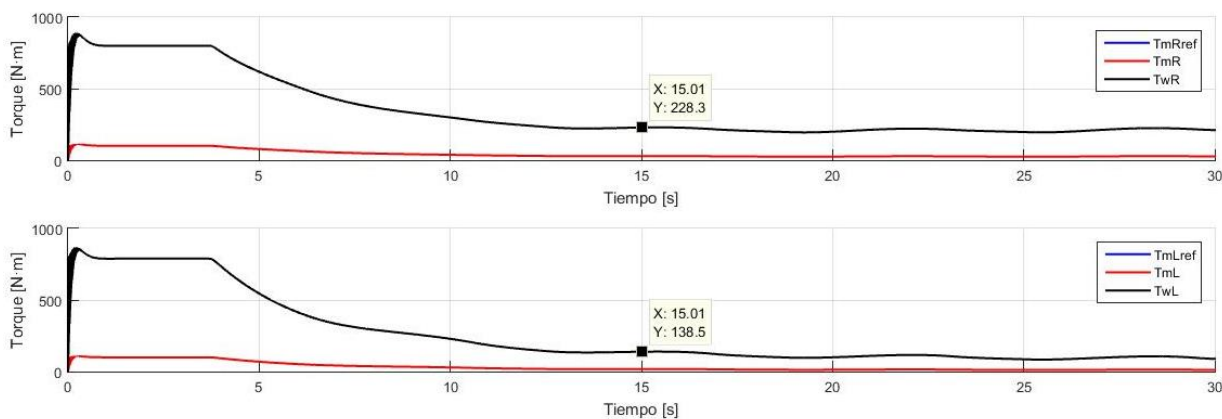


Ilustración 40. Pares aplicados sobre cada motor y rueda

Fuente: Propia

Como se puede observar, el torque aplicado por cada motor ha variado en función de las condiciones resistivas de cada rueda, pero se ha mantenido constante la intensidad general entregada. Se han mostrado los valores los pares resistivos en un punto concreto, con el fin de dar a entender la diferencia a la que trabajan ambas ruedas en cada instante. Se han graficado también los torques aplicados sobre las ruedas, los cuales son 7,94 veces mayores que los que desarrolla el motor, debido a la relación de transmisión con la que cuenta el vehículo.

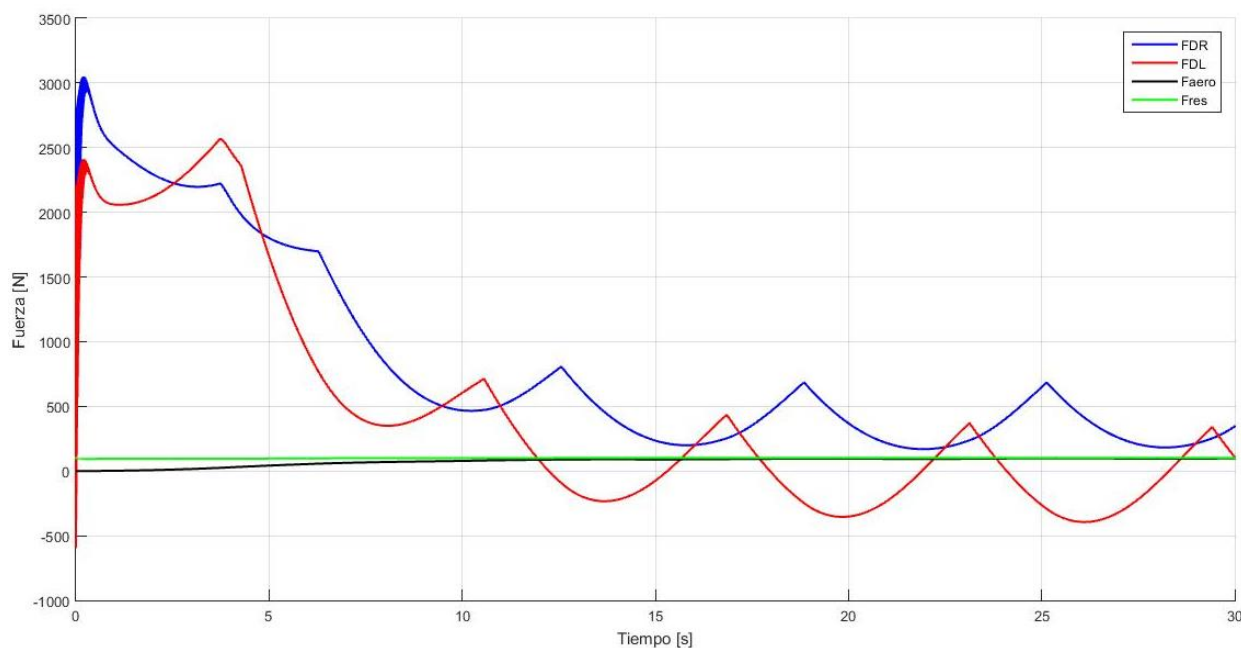


Ilustración 41. Fuerzas actuantes sobre el vehículo con pares resistivos variables

Fuente: Propia

Las fuerzas que ambas ruedas motrices van realizando se ven condicionadas por los giros que realiza el conductor y por la variación en los pares resistivos, de tal manera que estos van alternando entre frenado y aceleración para conseguir así una propulsión estable ante las difíciles situaciones en las que se encuentra el vehículo.

- 2- Se comprueba definitivamente el sistema a una velocidad de referencia constante de 120km/h y pares resistentes variables en el tiempo.

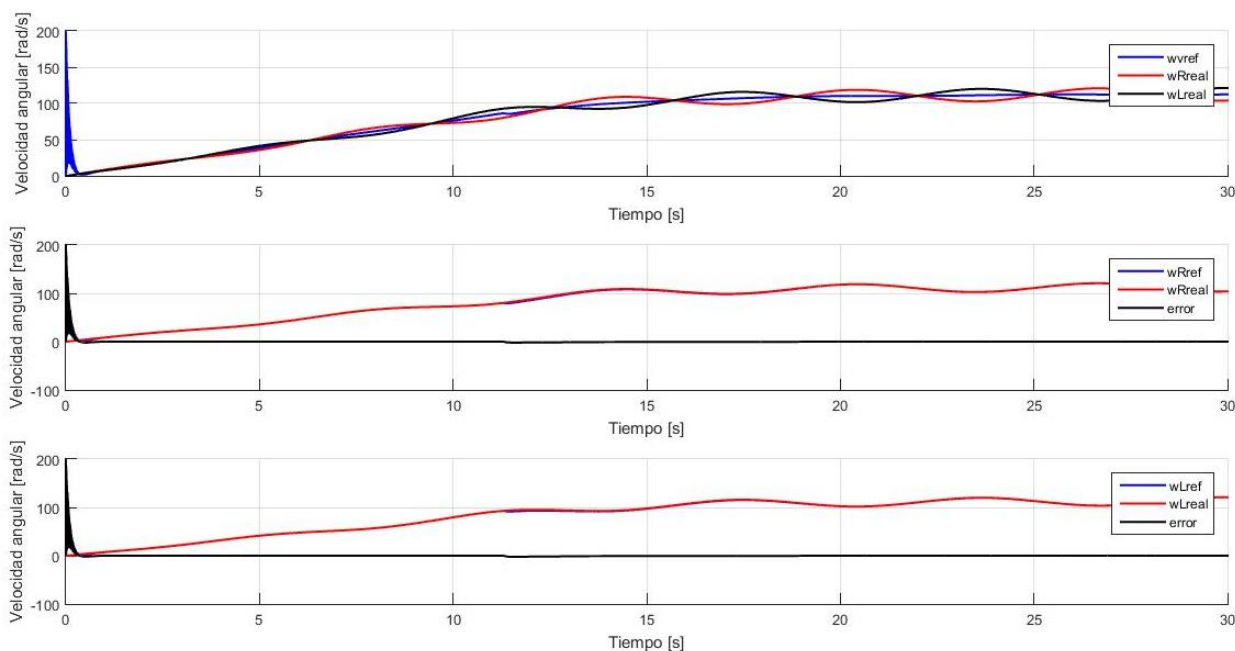


Ilustración 42. Respuesta de la velocidad angular de cada rueda con  $v_{ref}=120\text{km/h}$  con pares resistentes variables

Fuente: Propia

Las velocidades no comportan ningún tipo de problema en la respuesta a pesar de las altas velocidades a las que se somete el sistema.

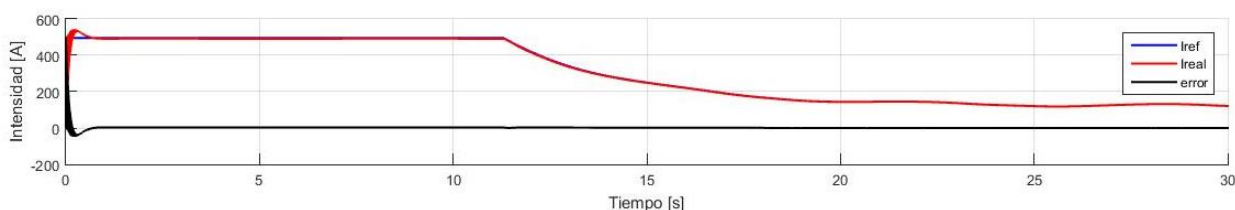


Ilustración 43. Respuesta de la intensidad con  $v_{ref}=120\text{km/h}$  y pares resistentes variables

Fuente: Propia

El control de corriente se comporta sin que sin producir ningún error destacable, lo cual lleva a dar como válido su ajuste.

Cabe anotar que a medida que va aumentando la velocidad, el vehículo es más sensible a los efectos de los giros junto a la variación de los pares resistivos y esto dificulta en gran medida la tarea de la que es responsable el diferencial, sin embargo, el sistema sintonizado cumple con el propósito correctamente, tal y como se ha podido comprobar.

Una vez terminadas estas pruebas, se procede a la sintonización de un sistema de mayor complejidad en cuanto a su creación y su sintonización, el cual se caracteriza por tener en cuenta el deslizamiento en las ruedas motrices.

## 6.5 Sistema con deslizamiento

### 6.5.1 Valores obtenidos de la sintonización

Para el modelo de simulación que cuenta con el deslizamiento de ambas ruedas, los valores que deben tener los controladores para tener una correcta respuesta del sistema son los mostrados en las siguientes tablas:

Tabla 5. Valores de los controladores PID de las velocidades angulares

Fuente: Propia

Valores para los controladores PID de velocidades angulares	
<b>Proporcional</b>	0,7
<b>Integral</b>	0,95
<b>Derivativo</b>	0

Tabla 6. Valores del controlador PID de corriente

Fuente: Propia

Valores para el controlador PID de corriente	
<b>Proporcional</b>	0,7
<b>Integral</b>	40
<b>Derivativo</b>	0

Estos valores son bastante distintos a los del modelo de simulación previo, ya que ahora al contar con el deslizamiento, el sistema funciona de manera muy diferente y se tienen que tener en cuenta todos los tipos de suelos introducidos.

Cabe anotar que el comportamiento del conductor debe variarse para las distintas situaciones del pavimento, ya que un conductor real tiene una forma de proceder distinta en función de cada una de estas situaciones. De este modo, se deben alterar los valores de las constantes PI del conductor para que éste realice de manera más suave el accionamiento de los pedales de freno y aceleración en situaciones de agua, nieve o hielo en la carretera. Sin embargo, la conducción puede ser más agresiva en situaciones de asfalto seco.

A continuación se muestra la tabla con los valores del control del conductor utilizados en las simulaciones:

*Tabla 7. Valores del controlador del conductor*

Fuente: Propia

Valores para el control PI del conductor		
Condiciones de la carretera	Kv	Ti
Seco	450	80
Mojado	300	70
Nieve	300	100
Hielo	300	90

### 6.5.2 Comprobación de la sintonización

Para comprobar el correcto funcionamiento del diferencial en el modelo, se han realizado las simulaciones con los distintos tipos de suelos, dando como consigna una velocidad alta pero coherente con la circulación habitual sobre estos. Por lo tanto, la velocidad de consigna para las velocidades de asfalto seco y mojado será de 120km/h, mientras que para suelo nevado se toma 50km/h y para suelo helado, 30km/h. En todos los casos se realizan giros sucesivos de las ruedas delanteras de amplitud máxima de 15°. Finalmente, se muestra la respuesta que entrega el sistema ante un ciclo de conducción realista y de duración más prolongada para observar también cómo responde el diferencial ante cambios de velocidad sucesivos a la vez que se realizan giros de volante.

Las gráficas que se presentan para cada simulación muestran los comportamientos de cada uno de los parámetros a controlar (intensidad/torque y velocidades angulares) y la de la velocidad lineal del vehículo.

Además de las gráficas que se muestran, se han realizado un conjunto de comprobaciones de los parámetros determinan el buen funcionamiento del entorno. Las gráficas a las que se hace referencia, aportan información de gran interés para el análisis del entorno del simulador y se



encuentran en el *Anexo III* junto a sus respectivas explicaciones, interpretaciones y justificaciones.

#### 6.5.2.1 Caso con consigna de velocidad de 120km/h (33,33m/s) sobre pavimento seco

Esta es la situación más favorable para la conducción de todas las que se plantean, ya que el firme permite mucho agarre de los neumáticos, esto contribuye a que se pueda alcanzar la consigna de velocidad con mayor rapidez, haciendo que el conductor tenga un comportamiento más agresivo sobre el pedal. Así, en la primera ilustración se muestra la evolución de la velocidad del vehículo.

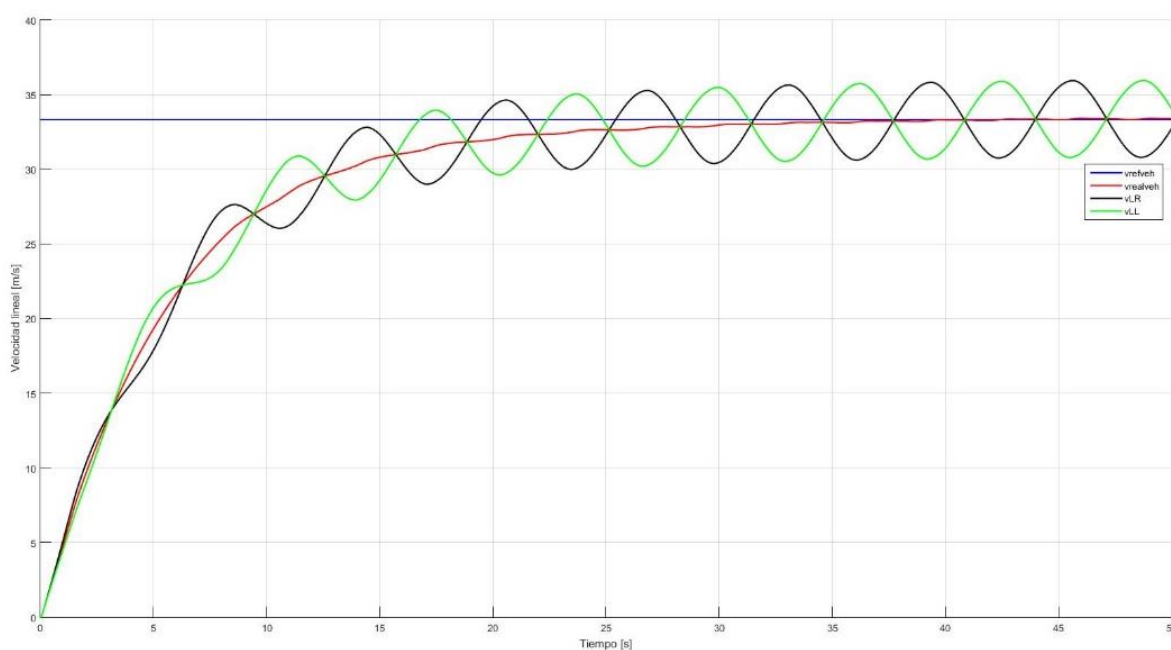
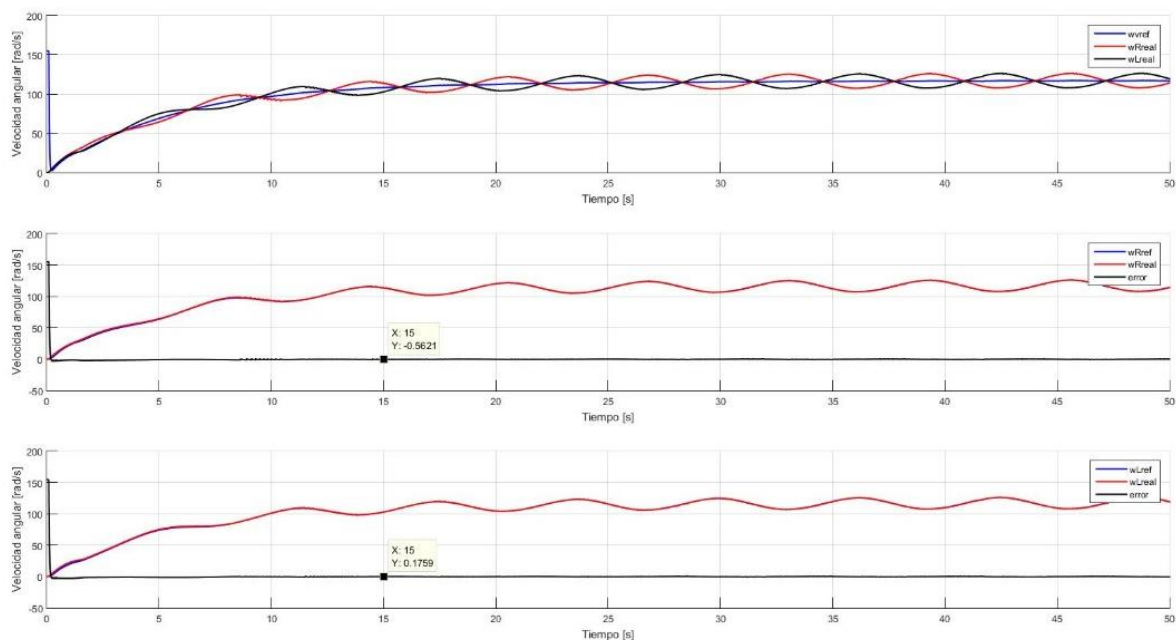


Ilustración 44. Velocidad del vehículo sobre asfalto seco

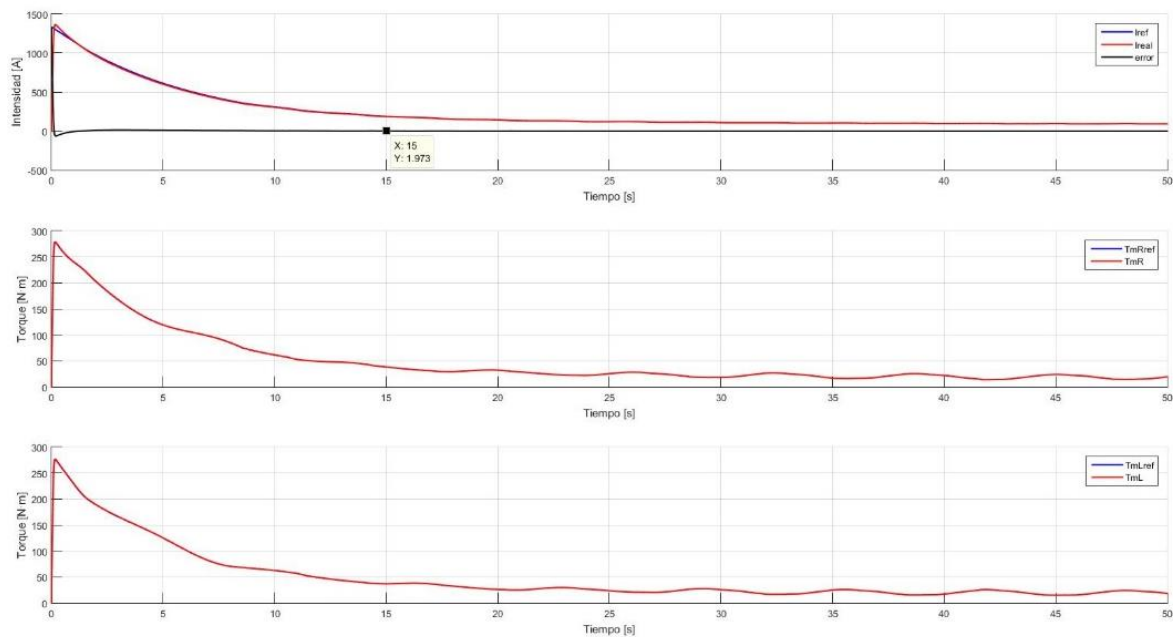
Fuente: Propia



Il·lustració 45. Velocitats angulars de les rodes i error de cada controlador en asfalt sec

Fuente: Propia

Observando la ilustración de las velocidades angulares, se puede percibir que el error obtenido por el diferencial es muy reducido a pesar de la gran aceleración aplicada mientras se realizan los giros de volante, lo cual es muy positivo.



Il·lustració 46. Control de la intensitat/torque con asfalt seco

Fuente: Propia

En cuanto a la actuación del control de corriente/torque, se ha obtenido un error muy pequeño en todo momento, lo cual lleva a concluir que el sistema funciona de manera correcta para suelo seco. Además, la referencia de par y la respuesta que entregan los motores es muy similar en todo momento.

#### 6.5.2.2 Caso con consigna de velocidad de 120km/h (33,33m/s) sobre pavimento mojado

Cuando el pavimento está mojado el deslizamiento es mayor y se debe proceder con más suavidad sobre los pedales, a pesar de que el diferencial tiene cierta capacidad de control para evitar el deslizamiento físico de las ruedas. Por ambas razones, en esta simulación se tarda más en llegar a la consigna de velocidad marcada, tal y como se puede apreciar en la siguiente gráfica.

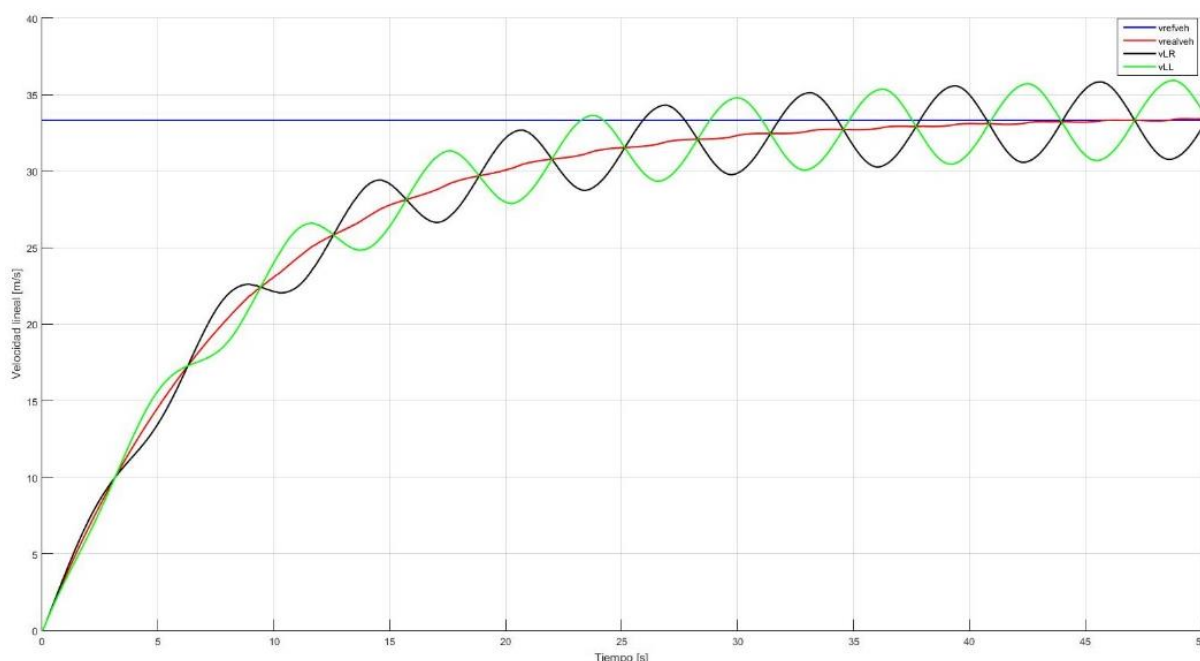
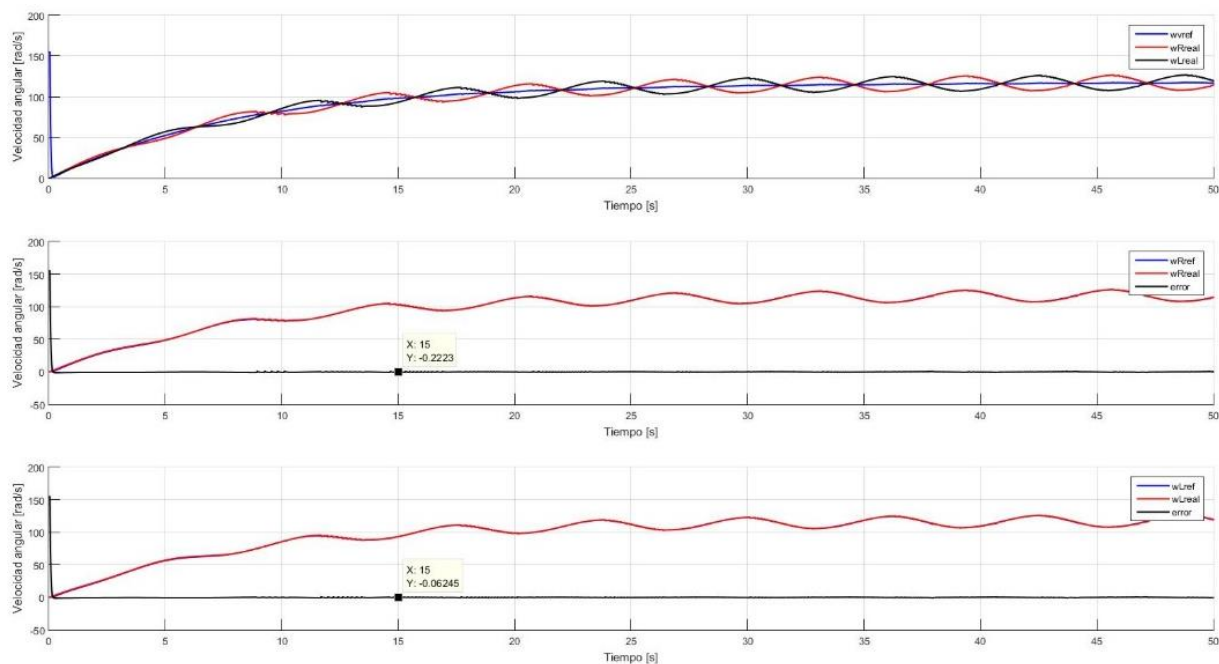


Ilustración 47. Respuesta de la velocidad lineal del vehículo en asfalto mojado

Fuente: Propia

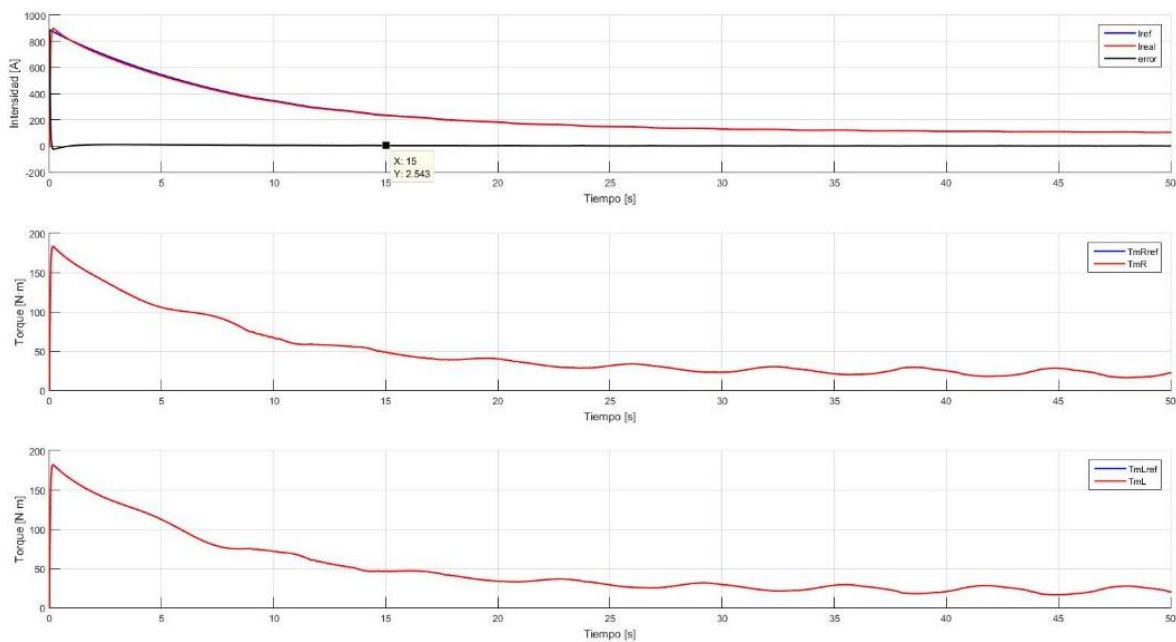
Como se puede ver, la consigna es alcanzada sin que en la evolución exista ningún comportamiento extraño.



Il·lustració 48. Velocitats angulars de les rodes i error de cada controlador con asfalt mojado

Fuente: Propia

La respuesta, a pesar de tratarse de un medio con mayor deslizamiento que en el caso anterior, ha tenido un error aproximadamente igual de pequeño que en el caso anterior. Este hecho se puede deber en parte a la mayor suavidad con la que se ha acelerado el vehículo.



Il·lustració 49. Control de la intensitat/torque con asfalt mojado

Fuente: Propia

Por otra parte, el error del control de corriente es algo mayor que en el caso previo, aunque se trata de un error pequeño. Esta situación se debe a la mayor tendencia a deslizar que tienen las ruedas en este medio, y al hecho de combinarlo con los giros del volante, que hace que el controlador de corriente realice su labor con mayores dificultades para entregar las corrientes correctas en cada instante.

### 6.5.2.3 Caso con consigna de velocidad de 50km/h (13,89m/s) sobre pavimento nevado

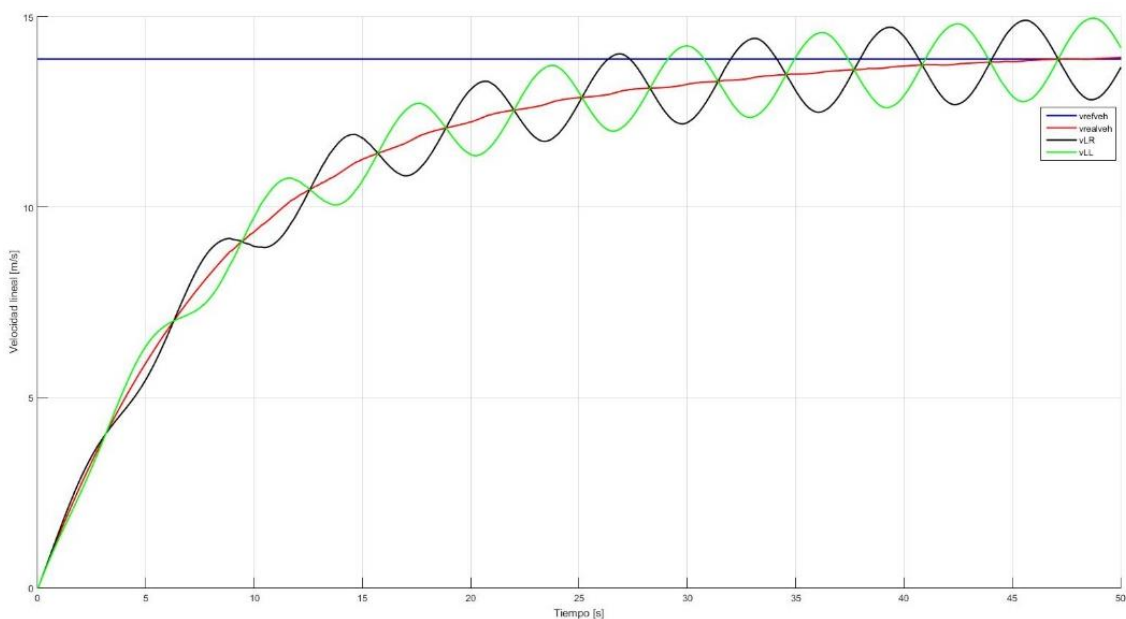


Ilustración 50. Respuesta de la velocidad lineal del vehículo en pavimento nevado

Fuente: Propia

Para este caso, se puede observar cómo a pesar de lo desfavorables que son las condiciones de la carretera, el sistema responde correctamente para alcanzar la velocidad de consigna, a un ritmo coherente con la situación.

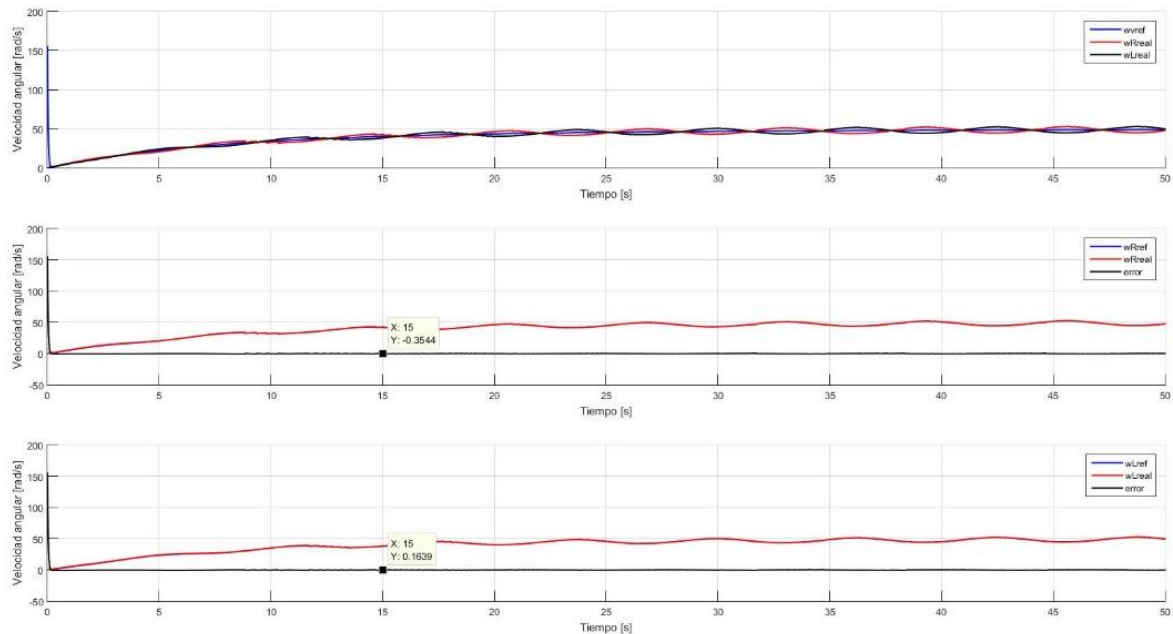


Ilustración 51. Velocidades angulares de las ruedas y error de cada controlador en pavimento nevado

Fuente: Propia

Las velocidades angulares que se obtienen se adaptan a las de referencia de manera muy positiva, sin tener errores destacables, a pesar de la poca adherencia del suelo.

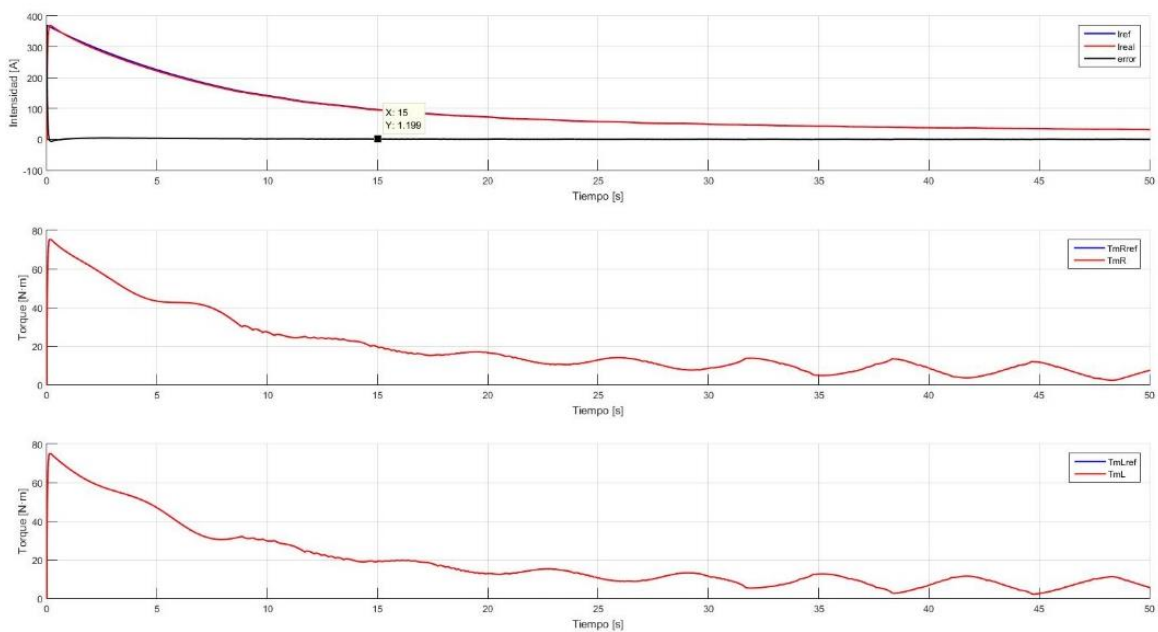


Ilustración 52. Control de la intensidad/torque con pavimento nevado

Fuente: Propia

El controlador de intensidad también se comporta de forma muy satisfactoria, ya que el error es mínimo en todo momento. Así, se consigue hacer que el torque entregado por los motores

no sea alto, para evitar que patinen las ruedas y además, se consiga una correcta adaptación a todos los bruscos giros del vehículo.

#### 6.5.2.4 Caso con consigna de velocidad de 30km/h (8,33m/s) sobre pavimento helado

Cuando el terreno se encuentra helado, éste es prácticamente intransitable, ya que se opta a valores máximos del coeficiente de fricción excesivamente bajos. Es por esto que la velocidad de consigna es baja y se ha llegado a ella lentamente, tal y como se muestra en la primera gráfica.

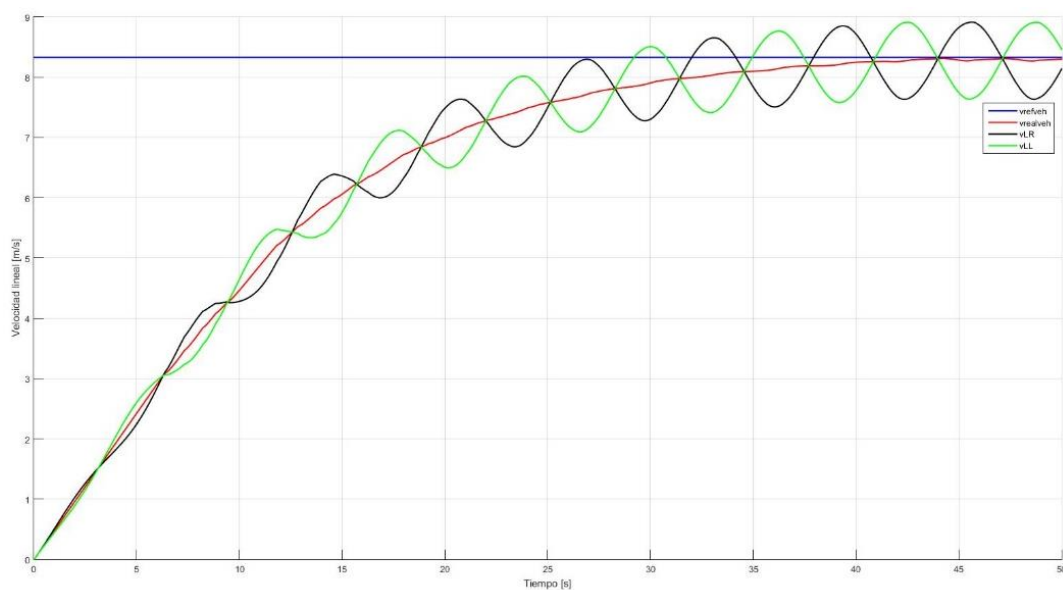
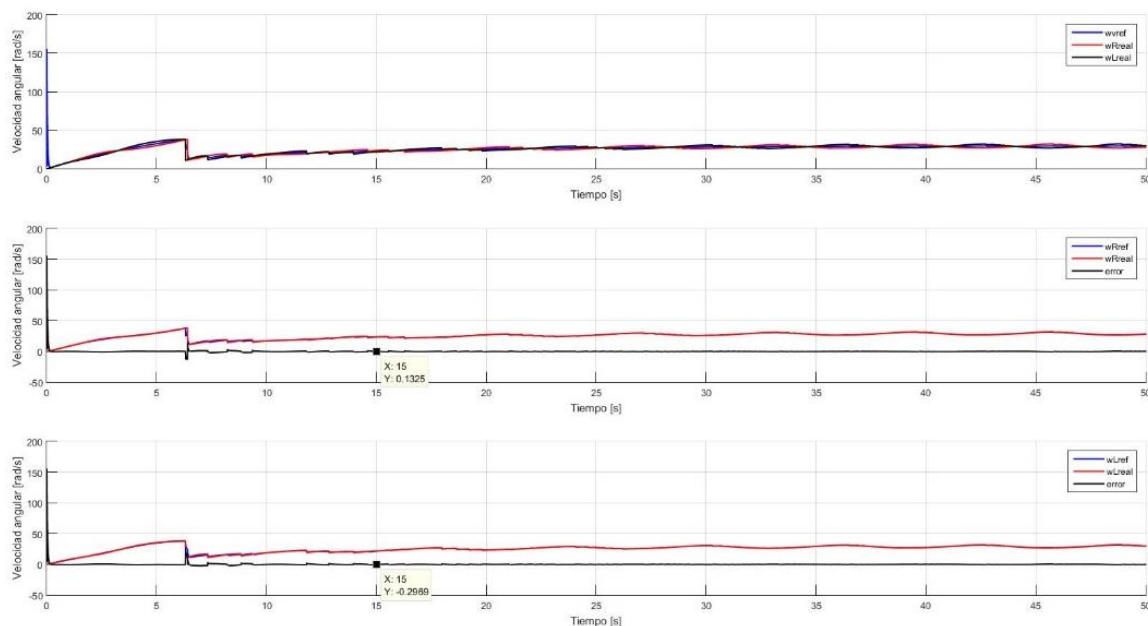


Ilustración 53. Respuesta de la velocidad lineal del vehículo en pavimento helado

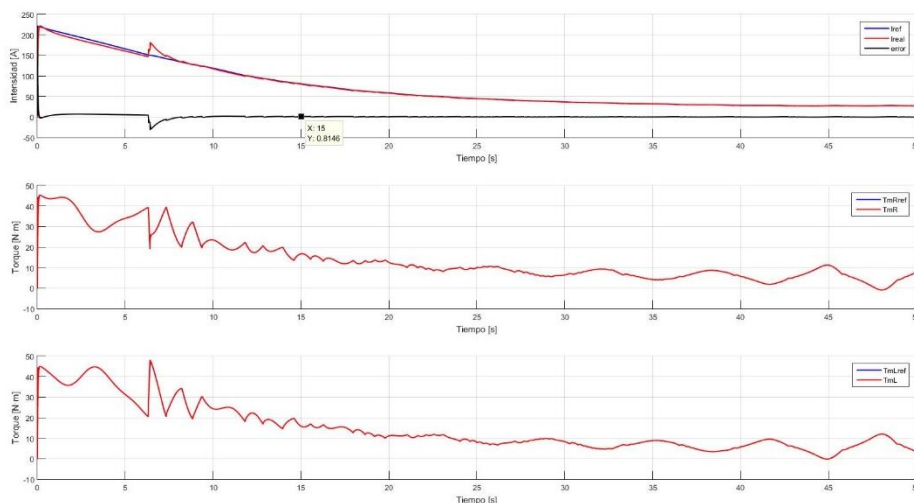
Fuente: Propia



Il·lustració 54. Velocitats angulars de les rodes i error de cada controlador en paviment helado

Fuente: Propia

A diferencia de los anteriores casos, en éste se pueden apreciar errores perceptibles en la respuesta de ambos controladores. Esto es algo que se podía llegar a esperar, ya que la enorme tendencia al deslizamiento del neumático sobre este suelo comporta problemas de control, sobre todo al inicio, momento donde se está acelerando con mayor intensidad.



Il·lustració 55. Control de la intensitat/torque con pavimento helado

Fuente: Propia

El poco rango de valores de actuación con los que se consigue que las ruedas tengan mínimamente tracción, hace que los pares motores aplicados en este caso tengan un



comportamiento poco estable, a diferencia de los casos anteriores, en los que se puede apreciar una respuesta suave. A pesar de ello, el control ha conseguido hacer que las ruedas desarrollen una correcta propulsión a la vez que se tiene que adaptar a los giros a los que es sometido el vehículo.

#### 6.5.2.5 Ciclo de conducción real

En este ciclo de conducción se pretende comprobar que el sistema responde de manera correcta cuando se combinan tiempos de aceleración con tiempos de frenado con ambos motores. Así, durante todo el ciclo se sigue girando el volante de la misma forma que se ha realizado en los otros casos y se circula por pavimento seco.

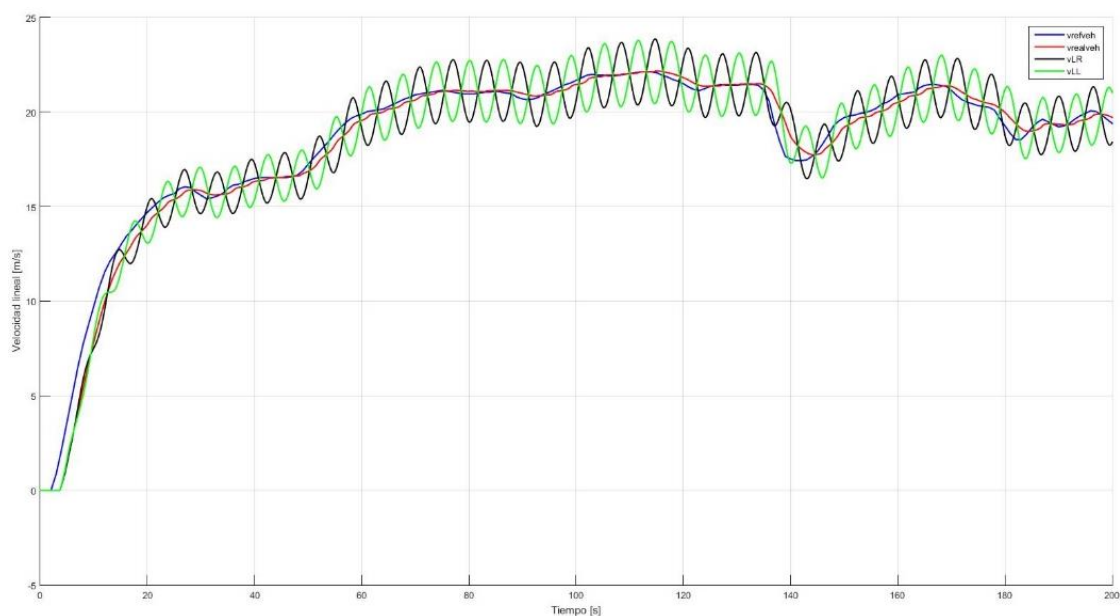


Ilustración 56. Valores de velocidad del vehículo durante el ciclo de conducción

Fuente: Propia

Visualizando la ilustración de velocidades se puede ver un correcto comportamiento a la hora de seguir la referencia, teniendo que frenar y acelerar.

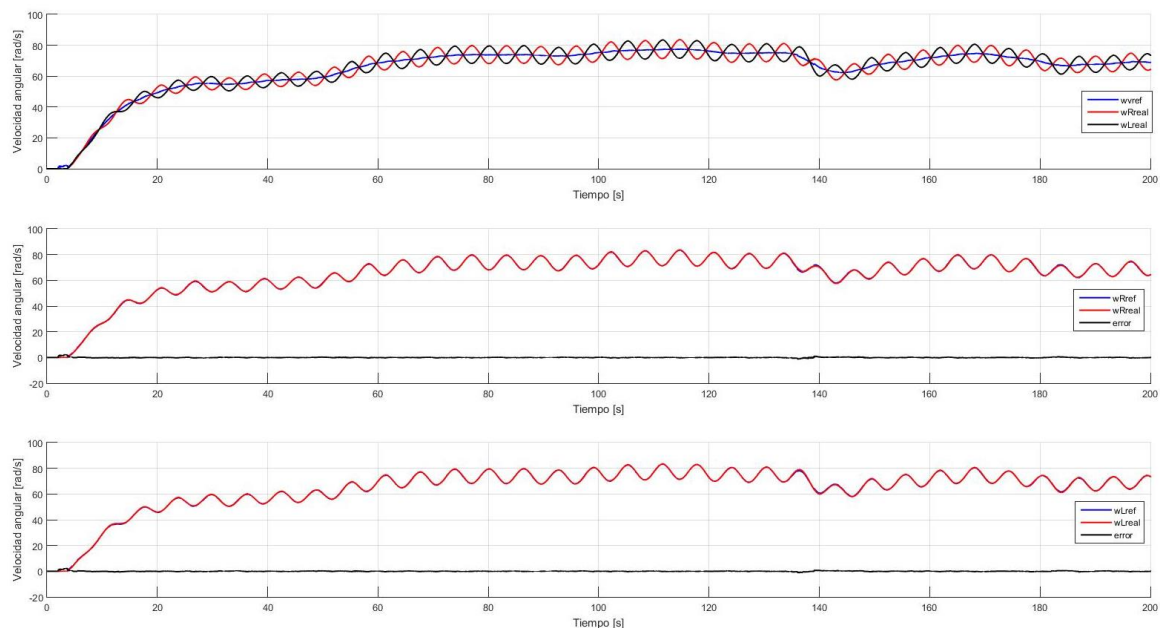


Ilustración 57. Velocidades angulares de las ruedas y error de cada controlador para ciclo de conducción

Fuente: Propia

En cuanto a la respuesta de los dos sistemas de control de las velocidades angulares, no se observa ningún comportamiento extraño a lo largo del ciclo, el cual es coherente con el que se siguen las velocidades lineales (formas muy similares).

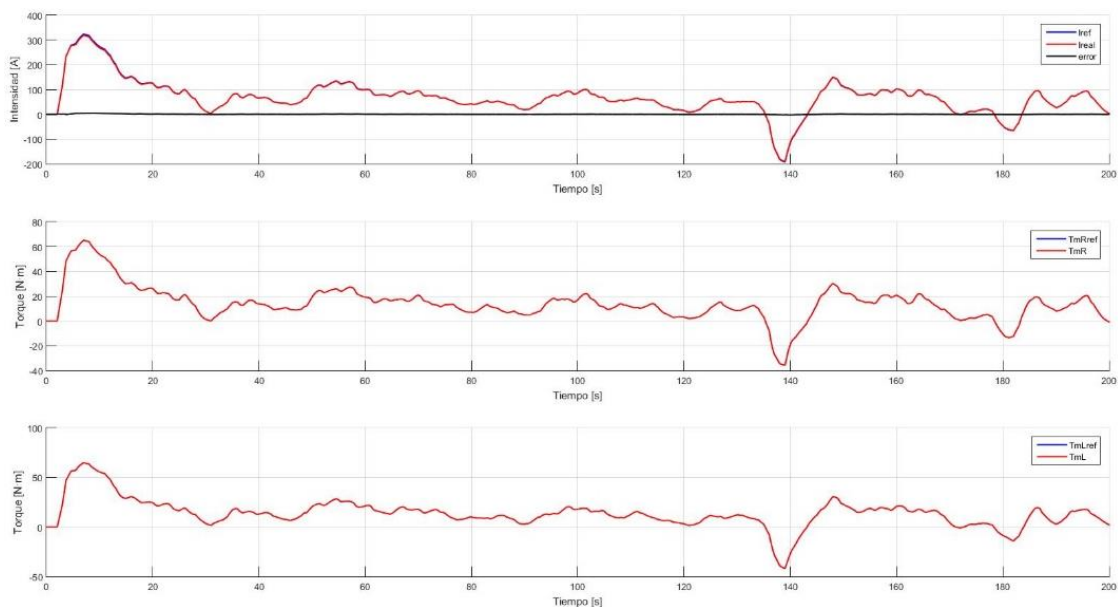


Ilustración 58. Control de la intensidad/torque aplicados en el ciclo de conducción

Fuente: Propia

El lazo de control de corriente consigue en todo momento un error muy pequeño. En cuanto al funcionamiento que se tiene en los instantes en que se realiza el frenado del vehículo, se puede

ver cómo ambos motores actúan aplicando pares negativos. Estos funcionan en el momento oportuno a causa de la inversión del signo de la señal de corriente que emite el diferencial a cada motor.

### 6.5.3 Conclusiones respecto al funcionamiento del diferencial

Finalmente, tras la realización de todas las pruebas pertinentes, se puede concluir que la sintonización del diferencial electrónico realizada es correcta para todo tipo de situaciones en carretera. El control de velocidad angular creado cumple con su cometido en todo momento ante giros bruscos que podrían comprometer la estabilidad del vehículo. Por su parte, el control de corriente consigue que los pares aplicados sobre el pavimento sean los demandados por el conductor, a pesar de la enorme dificultad que supone el hecho de contar con la variación en cada instante en el deslizamiento de cada rueda.

Es preciso recordar que el bloque que simula el comportamiento del conductor tiene gran importancia sobre la respuesta que experimenta el vehículo en función del tipo de suelo por el que se circula. Es por ello que se debe adaptar su control para cada caso, pero este hecho no implica en ningún caso una necesidad de cambiar los valores de control del diferencial electrónico. Este hecho lleva a considerar que se ha conseguido una sintonización suficientemente precisa y versátil del diferencial, que a fin de cuentas era el objetivo principal del estudio.

## Capítulo 7. Resumen del presupuesto

En este apartado se muestra de forma resumida el resultado del cálculo del presupuesto del estudio realizado. Así, se han determinado los elementos básicos para poder realizar dicho estudio.

*Tabla 8. Partidas del presupuesto*

Fuente: Propia

Partida	Precio total
Software	542,50
Ingeniería	10.800,00
TOTAL =	11.342,50*€

\*sin IVA.

Como se puede observar en la tabla, el conjunto del coste del estudio se basa en el precio del software empleado y el precio del tiempo que tiene que emplear el ingeniero en desarrollar el modelo. Dentro del tiempo empleado se cuenta también con el estudio realizado para la correcta confección del simulador.

## Capítulo 8. Impacto medioambiental del proyecto y seguridad

El proyecto realizado consiste en el estudio y la modelización de un diferencial electrónico en un entorno virtual, empleando el software Matlab-Simulink. En dicho programa se ha tenido que recrear de manera aproximada el medio físico en el que se encontraría el vehículo junto a sus principales sistemas de control. El estudio realizado no tiene el objetivo de emplearse para la implementación física del diferencial electrónico, ya que trata de emular su funcionamiento, de tal manera que se pueda estudiar este sistema sin necesidad de construirlo y programarlo.

Los hechos descritos determinan que el estudio no conlleva ningún tipo de impacto medioambiental negativo, sino que al contrario, ya que el hecho de poder estudiar este sistema virtualmente, evita que se tengan que construir los aparatos en la realidad y testarlos. Además, el diferencial electrónico como sistema conlleva una mejora en el aprovechamiento de la energía transmitida por los motores respecto a los sistemas mecánicos, ya que permite un control más preciso del par aplicado. De este modo, se consigue que con este sistema se mejoren aún más los rendimientos que presentan los vehículos eléctricos, lo cual implica menores consumos de electricidad y menores desgastes de los neumáticos si se emplean junto a sistemas de tracción.

Una característica fundamental del diferencial electrónico es la gran rapidez para adaptar la velocidad de las ruedas motrices ante todo tipo de curvas. Esta rápida actuación ante cualquier tipo de variación del giro de las ruedas de dirección o alteración de las condiciones del pavimento ayuda en gran medida a que se mejore la estabilidad del vehículo. Por ello, se puede calificar muy positivamente la introducción de este sistema en cuanto a seguridad se refiere. Por otra parte, la necesidad de sensores para el correcto funcionamiento del diferencial, hace que no se opte por este sistema, debido al posible fallo en la lectura de los sensores cuando no se realiza un correcto mantenimiento del vehículo y sus sistemas.

## Capítulo 9. Líneas futuras de trabajo

Las líneas de trabajo principales que pueden derivar del presente proyecto son las siguientes:

- Introducción de un sistema de control de tracción al modelo creado de Matlab-Simulink.
- Creación de un sistema que simule un conductor con capacidad de adaptar automáticamente su comportamiento al percibir las condiciones en las que se encuentra el pavimento.
- Aplicación de mejoras en las ruedas del simulador, siendo que éstas tengan en cuenta la acción de las fuerzas laterales sobre los neumáticos.
- Añadir al simulador los efectos que tienen los amortiguadores sobre la dinámica del vehículo.
- Adición de un sistema de frenado ABS al simulador, con el fin de hacer más completo el modelo.
- Realización física del sistema diferencial.

## Capítulo 10. Conclusiones

Tras la realización del proyecto, se pueden extraer un conjunto de conclusiones relacionadas con el modelo creado y con la aplicación real de los sistemas diferenciales electrónicos.

En cuanto al modelo creado, se ha podido hacer un estudio de los parámetros físicos que influyen en el comportamiento del diferencial electrónico y se ha podido llegar a modelar correctamente el entorno virtual. Así, también se han extraído resultados satisfactorios de la sintonización del diferencial electrónico con el simulador creado en Simulink.

Tras el análisis realizado, se ha considerado la idea de que se debería de tener en cuenta en el sistema de control que los motores de ambas ruedas motrices tengan una diferencia entre ambos limitada, ya que la propulsión excesiva de una rueda, puede tener consecuencias en el cambio de la dirección del vehículo. Por ello, se puede extraer que se trata de un sistema de control que requeriría de otros adicionales para su perfecto funcionamiento.

Por todas estas razones, en cuanto a su aplicación real se refiere, del diferencial electrónico, se puede concluir que el sistema estudiado realiza una función de gran interés técnico y con gran proyección de futuro.

# Capítulo 11. Referencias bibliográficas

- [1] K. Haratani, Y. Miloud, A. Miloudi, 2010, "Electric Vehicle Stability with Rear Electronic Differential Traction". EFEEA'10 International Symposium on Environment Friendly Energies in Electrical Applications.
- [2] «Realización y Aplicación de un Modelo Simplificado de un Diferencial Electrónico para un Vehículo Eléctrico,» Instituto Tecnológico y de Estudios Superiores de Monterrey, Toluca, México, 2012.
- [3] A. UPC, «Características de actuación del Vehículo,» Publicacions UPC, Terrassa.
- [4] «Laplace,» [En línea]. Available: [http://laplace.us.es/wiki/index.php/Fuerzas\\_de\\_frenado\\_de\\_un\\_autom%C3%B3vil](http://laplace.us.es/wiki/index.php/Fuerzas_de_frenado_de_un_autom%C3%B3vil). [Último acceso: Abril 2016].
- [5] D. C. H. Barras, «Estudio del comportamiento dinámico de la banda de rodadura de un neumático,» Universidad Carlos III de Madrid , Madrid, 2010.
- [6] L. H. Peñafiel, «Modelo de neumático no paramétrico basado en redes neuronales para condiciones de esfuerzos combinados,» Universidad Carlos III de Madrid, Madrid, 2010.
- [7] «Revista Española de electrónica,» [En línea]. Available: <http://redeweb.com/articulos/articulo.php?id=1320&categoria=componentes>. [Último acceso: Mayo 2016].
- [8] R. N. Xudong Wang, «Simulation of PMSM Field-Oriented Control Based on SVPWM,» School of Electrical & Electronic Engineering, Harbin University of Science & Technology, Harbin, China.
- [9] «Nissan Motor Corporation,» [En línea]. Available: <http://www.nissan-global.com/JP/TECHNOLOGY/FILES/2013/07/f51f673fe6341d.gif>. [Último acceso: Mayo 2016].
- [10] «Tesla Motors,» [En línea]. Available: <https://www.teslamotors.com/>. [Último acceso: Marzo 2016].
- [11] S. S. Gifra, *Implementació d'un diferencial electrònic amb LabVIEW i CRIO*, Terrassa: Publicacions UPC, 2014.



- [12] M. B. Y. M. M. S. Kada HARTANI, «Electronic Differential with Direct Torque Fuzzy Control for Vehicle Propulsion System,» Electrotechnic Department, University center of Saida, Bp 138 En-Nasr,, Oran-ALGERIA, 2009.
- [13] «Publicaciones Dyna,» [En línea]. Available: <http://www.dynapubli.com/noticias-PD/la-tecnologia-de-motores-de-iman-permanentes>. [Último acceso: Mayo 2016].
- [14] «Advanced Vehicles,» [En línea]. Available: <https://avt.inl.gov/sites/default/files/pdf/fsev/fact2011nissanleaf.pdf>. [Último acceso: Abril 2016].
- [15] A. C. A. L. B. A. A. N. Brahim Gasbaoui, «The Efficiency of Direct Torque Control for Electric Vehicle Behavior Improvement,» SERBIAN JOURNAL OF ELECTRICAL ENGINEERING, 2011.